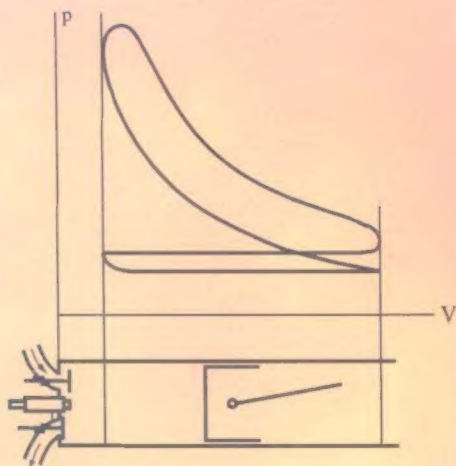


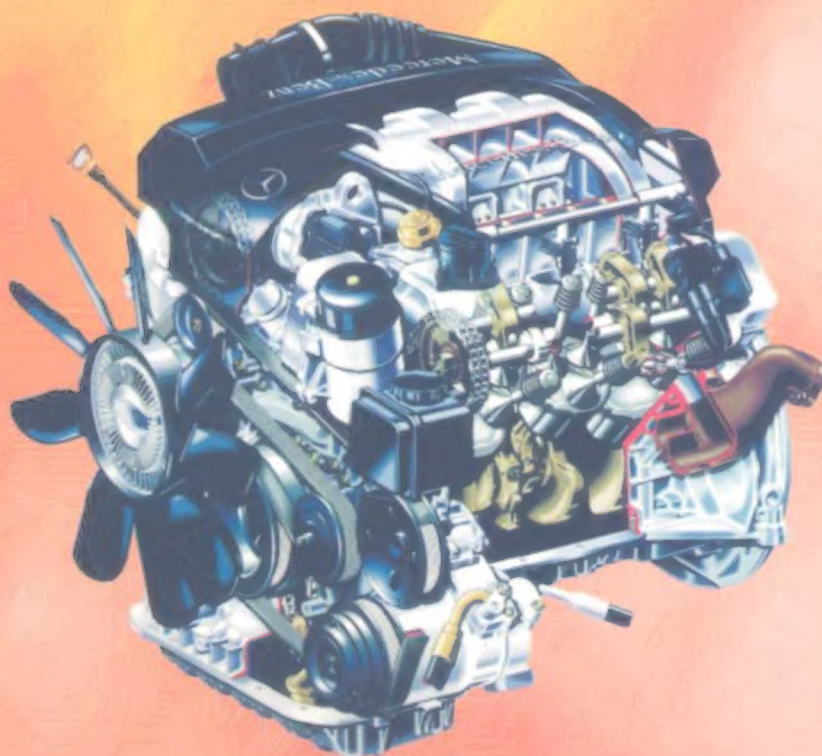
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

PGS.TS. PHẠM MINH TUẤN



LÝ THUYẾT

ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI

PGS.TS. Phạm Minh Tuấn

LÝ THUYẾT ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

(Dùng cho sinh viên các trường đại học, cao đẳng kỹ thuật)



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

LỜI NÓI ĐẦU

Môn Lý thuyết động cơ đốt trong là môn học cung cấp những kiến thức cơ bản và cốt lõi nhất của chuyên ngành Động cơ đốt trong.

Trong chương trình đào tạo kỹ sư ngành Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, sinh viên học môn Lý thuyết động cơ tiếp theo môn Đại cương Động cơ đốt trong là môn đầu tiên của chuyên ngành. Với những kiến thức được trang bị của môn học Lý thuyết động cơ đốt trong, sinh viên sẽ học tiếp các môn khác của chuyên ngành như Hệ thống nhiên liệu và Tự động điều chỉnh, Động lực học và dao động, Thiết kế tính toán, Tăng áp động cơ đốt trong...

Nhằm giúp sinh viên tài liệu tham khảo trong quá trình học môn Lý thuyết động cơ đốt trong, tác giả đã viết cuốn giáo trình này theo chương trình đào tạo nêu trên. Trong cuốn sách, tác giả đã cố gắng thể hiện tính kế thừa những giáo trình, tài liệu truyền thống của chuyên ngành, đồng thời cập nhật những kiến thức hiện đại đang được áp dụng rộng rãi trong thực tế về công nghệ động cơ đốt trong.

Cuốn sách được biên soạn trước hết với mục đích làm giáo trình cho sinh viên chuyên ngành Động cơ đốt trong, Viện Cơ khí Động lực, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội. Tuy nhiên, cuốn sách cũng có thể làm tài liệu tham khảo cho sinh viên các chuyên ngành khác của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội như Ô tô và Xe chuyên dụng hay Cơ khí chế tạo máy. Ngoài ra, sinh viên của các ngành Cơ khí Ô tô, Máy xây dựng, Động cơ tàu thủy... của các trường đại học kỹ thuật khác và các cán bộ kỹ thuật các ngành nói trên cũng có thể tìm thấy trong cuốn sách những kiến thức tham khảo bổ ích.

Tác giả xin bày tỏ lời cảm ơn chân thành đến các đồng nghiệp ở Bộ môn Động cơ đốt trong, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội về sự động viên cũng như những đóng góp quý báu cho nội dung cuốn sách.

Do trình độ có hạn, do thời lượng của môn học bị hạn chế, đồng thời phải tuân thủ chặt chẽ chương trình đào tạo như đã nói ở trên nên chắc chắn bố cục và nội dung cuốn sách còn có những thiếu sót. Tác giả kính mong nhận được sự góp ý của các đồng nghiệp và bạn đọc để hoàn chỉnh cuốn sách trong những lần xuất bản sau. Xin cảm ơn.

Hà Nội, ngày 25 tháng 1 năm 2008

Tác giả

CHƯƠNG I

KHÁI QUÁT VỀ ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

1.1 Động cơ động cơ đốt trong là một loại động cơ nhiệt

Động cơ nhiệt là một loại máy biến đổi nhiệt năng của nhiên liệu thành cơ năng. Có thể phân quá trình công tác của động cơ nhiệt thành hai quá trình cơ bản như sau:

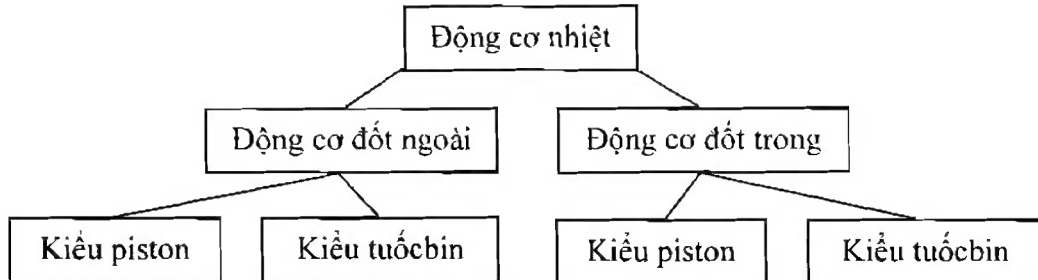
- Đốt cháy nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và gia nhiệt cho môi chất công tác. Trong giai đoạn này xảy ra các hiện tượng lý hoá rất phức tạp.
- Biến đổi trạng thái của môi chất công tác, hay nói cách khác, môi chất công tác thực hiện chu trình nhiệt động để biến đổi một phần nhiệt năng thành cơ năng.

Trên cơ sở đó có thể phân loại động cơ nhiệt thành hai loại chính là **động cơ đốt ngoài** và **động cơ đốt trong**.

Ở **động cơ đốt ngoài**, ví dụ máy hơi nước cổ điển trên tàu hoả, hai giai đoạn trên xảy ra ở hai nơi khác nhau. Giai đoạn thứ nhất xảy ra tại buồng đốt và nồi xúpê, kết quả được hơi nước có áp suất và nhiệt độ cao. Còn giai đoạn thứ hai là quá trình giãn nở của hơi nước trong buồng công tác và sinh công làm quay bánh xe.

Còn ở **động cơ đốt trong**, hai giai đoạn trên diễn ra tại cùng một vị trí, đó là bên trong buồng công tác của động cơ.

Hai loại động cơ nói trên đều có hai kiểu kết cấu, đó là động cơ kiểu piston và kiểu tuốcbin theo sơ đồ dưới đây, hình 1-1.



Hình 1-1. Động cơ đốt trong thuộc họ động cơ nhiệt

Do giới hạn của giáo trình, chúng ta chỉ xét động cơ đốt trong kiểu piston và từ đây gọi vắn tắt là động cơ đốt trong. Trong thực tế, động cơ kiểu tuốcbin là đối tượng khảo sát của chuyên ngành máy tuốcbin.

1.2 So sánh động cơ đốt trong với các động cơ nhiệt khác

1.2.1 Ưu điểm

- Hiệu suất có ích η_c lớn nhất, có thể đạt tới 50% hoặc hơn nữa. Trong khi đó, máy hơi nước cổ điển kiểu piston chỉ đạt khoảng 16%, tuốcbin hơi nước từ 22 đến 28%, còn tuốcbin khí cũng chỉ tới 30%. Lý do chủ yếu là vì chu trình Cánhô tương đương của động cơ đốt trong có chênh lệch nhiệt độ trung bình của nguồn nóng và nguồn lạnh lớn nhất

(Theo định luật Cácno hiệu suất nhiệt $\eta_i = 1 - \frac{T_2}{T_1}$, trong đó T_1 là nhiệt độ nguồn nóng và T_2 là nhiệt độ nguồn lạnh). Cụ thể trong động cơ đốt trong, nhiệt độ quá trình cháy rất cao có thể đến 1800 đến 2700 K, trong khi nhiệt độ cuối quá trình giãn nở khá nhỏ, chỉ vào khoảng 900 đến 1500 K.

- Kích thước và trọng lượng nhỏ, công suất riêng lớn. Nguyên nhân chính là do quá trình cháy diễn ra trong xylanh của động cơ nên không cần các thiết bị công kênh như lò đốt, nồi hơi... và do sử dụng nhiên liệu có nhiệt trị cao (ví dụ như xăng, nhiên liệu diesel... so với than, củi, khí đốt... dùng trong động cơ đốt ngoài). Do đó, động cơ đốt trong rất thích hợp cho các phương tiện vận tải với bán kính hoạt động rộng.

- Khởi động, vận hành và chăm sóc động cơ thuận tiện, dễ dàng.

1.2.2 Nhược điểm

- Khả năng quá tải kém, cụ thể không quá 10% trong 1 giờ.

- Tại chế độ tốc độ vòng quay nhỏ, mômen sinh ra không lớn. Do đó, động cơ không thể khởi động được khi có tải và phải có hệ thống khởi động riêng.

- Công suất cực đại không lớn. Ví dụ, một trong những động cơ lớn nhất thế giới là động cơ của hãng MAN B&W có công suất 68.520 kW (số liệu 1997), trong khi tuốcbin hơi bình thường cũng có công suất tới vài chục vạn kW.

- Cấu tạo phức tạp, giá thành chế tạo cao.

- Nhiên liệu cần có những yêu cầu khắt khe như hàm lượng tạp chất thấp, tính chống kích nổ cao, tính tự cháy cao... nên giá thành cao. Mặt khác, nguồn nhiên liệu chính là dầu mỏ ngày một cạn dần. Theo dự đoán, trữ lượng dầu mỏ của những mỏ dầu đã phát hiện chỉ đủ dùng cho đến giữa thế kỷ 21. Tuy nhiên, gần đây người ta vẫn tiếp tục phát hiện những mỏ dầu mới với trữ lượng không lồ, đặc biệt ở những vùng khí hậu khắc nghiệt như Bắc và Nam Cực.

- Ô nhiễm môi trường do khí thải và ồn.

Tuy nhiên, động cơ đốt trong hiện nay vẫn là máy động lực chủ yếu, đóng vai trò vô cùng quan trọng trong các lĩnh vực của đời sống con người như giao thông vận tải, xây dựng, khai thác mỏ, nông nghiệp, ngư nghiệp... Theo các nhà khoa học, trong vòng nửa thế kỷ tới vẫn chưa có động cơ nào có thể thay thế được động cơ đốt trong trong vai trò là máy động lực hàng đầu.

1.3 Phân loại động cơ đốt trong

• Theo cách thực hiện chu trình

- *Động cơ bốn kỳ*: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau bốn hành trình của piston hay hai vòng quay của trục khuỷu.

- *Động cơ hai kỳ*: là động cơ có chu trình công tác thực hiện sau hai hành trình của piston hay một vòng quay của trục khuỷu.

• Theo nhiên liệu

- Động cơ nhiên liệu lỏng như xăng, diesel, cồn (methanol, ethanol), cồn pha xăng hoặc diesel, dầu thực vật...

- Động cơ nhiên liệu khí (còn gọi là động cơ gas). Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên (Compressed Natural Gas - CNG), khí hoá lỏng (Liquidfied Petroleum Gas - LPG), khí lò ga, khí sinh vật (Biogas)...

- Động cơ nhiên liệu kép (Dual Fuel) ví dụ như động cơ gas mỗi bằng nhiên liệu lỏng như xăng hay diesel.

- Động cơ đa nhiên liệu (Multi Fuel) là động cơ có thể dùng được cả nhiên liệu nặng như diesel và nhiên liệu nhẹ như xăng, hoặc động cơ dùng cả xăng và khí đốt (gas).

• Theo phương pháp hình thành hòa khí

- Hình thành hòa khí bên ngoài như động cơ xăng dùng bộ chế hoà khí hay phun xăng vào đường nạp còn gọi là phun gián tiếp và động cơ gas.

- Hình thành hòa khí bên trong như động cơ diesel và động cơ phun xăng trực tiếp (Gasoline Direct Injection - GDI) vào xylanh.

Đối với mỗi loại động cơ cụ thể, ví dụ như động cơ xăng hay diesel, lại có các loại hình thành hòa khí khác nhau sẽ xét sau ở chương VII.

• Theo phương pháp đốt cháy hòa khí

- Đốt cháy cưỡng bức dùng tia lửa điện như động cơ xăng, động cơ gas.

- Đốt bằng tự cháy do nén như động cơ diesel.

• Theo dạng chu trình nhiệt động

- Chu trình đẳng tích ở động cơ xăng, động cơ gas.

- Chu trình hỗn hợp ở động cơ diesel.

• Theo phương pháp nạp

- Động cơ không tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được hút vào xylanh.

- Động cơ tăng áp: không khí hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu được nén trước khi nạp vào xylanh.

• Theo tốc độ trung bình của piston

Gọi tốc độ trung bình của piston là c_m . Dễ dàng tính được $c_m = \frac{S \cdot n}{30}$ (m/s) với S là hành trình piston (m) và n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu (vòng/ph). Theo c_m người ta phân loại động cơ như sau:

- $3,5 \text{ m/s} \leq c_m < 6,5 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ thấp

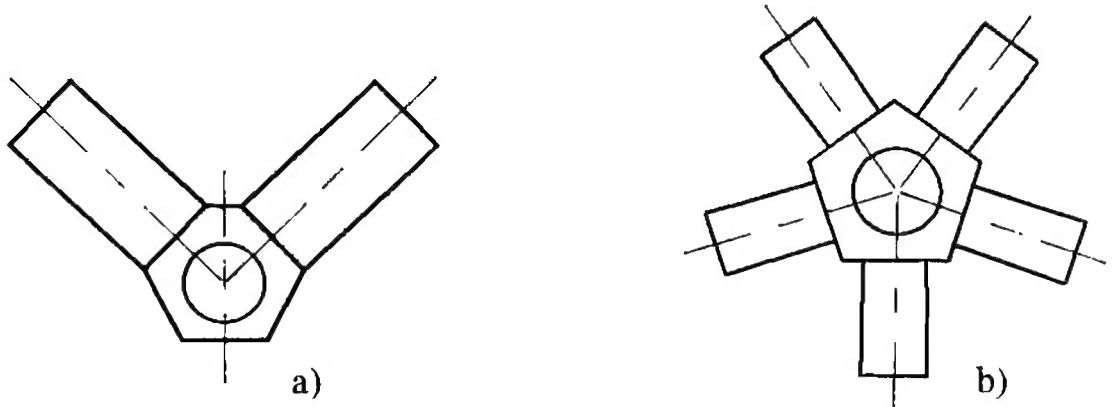
- $6,5 \text{ m/s} \leq c_m < 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ trung bình

- $c_m \geq 9 \text{ m/s}$: động cơ tốc độ cao hay còn gọi là động cơ cao tốc.

• Theo dạng chuyển động của piston

- Động cơ piston tịnh tiến thường gọi ngắn gọn là *động cơ piston*. Đa số động cơ đốt trong là động cơ piston.

- *Động cơ piston quay* hay *động cơ rôto* (do Wankel phát minh năm 1954 nên còn gọi là *động cơ Wankel*).



Hình 1-2. a) Động cơ chữ V, b) Động cơ hình sao

• Theo số xylanh

- Động cơ một xylanh (Single-Cylinder Engine).

- Động cơ nhiều xylanh (Multi-Cylinder Engine).

• Theo cách bố trí hàng xylanh (của động cơ nhiều xylanh)

- Động cơ một hàng

- Động cơ đối đỉnh (2 hàng xylanh)

- Động cơ chữ V, hình 1-2a

- Động cơ hình sao, hình 1-2b.

• Theo môi chất làm mát

- Động cơ làm mát bằng nước hay chất lỏng đặc biệt

- Động cơ làm mát bằng gió (không khí).

• Theo công dụng

- Động cơ tĩnh tại như máy phát điện

- Động cơ tàu thủy

- Động cơ ô tô và xe máy

- Động cơ máy kéo

- Động cơ tàu hỏa

- Động cơ máy bay...

1.4 Đại cương về nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong

1.4.1 Những khái niệm và định nghĩa cơ bản

Dựa vào lược đồ động cơ trên hình 1-3, chúng ta hãy đưa ra một vài khái niệm và định nghĩa cơ bản làm cơ sở để xét nguyên lý làm việc của động cơ đốt trong.

- *Quá trình công tác* là tổng hợp tất cả biến đổi của môi chất công tác xảy ra trong xylanh của động cơ và trong các hệ thống gắn liền với xylanh như hệ thống nạp - thải.

- *Chu trình công tác* là tập hợp những biến đổi của môi chất công tác xảy ra bên trong xylanh của động cơ và diễn ra trong một chu kỳ.

- *Điểm chết* là điểm mà tại đó piston đổi chiều chuyển động. Có hai điểm chết là điểm chết trên (ĐCT) và điểm chết dưới (ĐCD).

- *Hành trình piston S* là khoảng cách giữa hai điểm chết.

- *Kỳ* là một phần của chu trình công tác xảy ra khi piston dịch chuyển một hành trình.

- *Thể tích công tác V_h* là thể tích xylanh giới hạn bởi hai tiết diện đi qua các điểm chết.

$$V_h = V_{\max} - V_{\min}$$

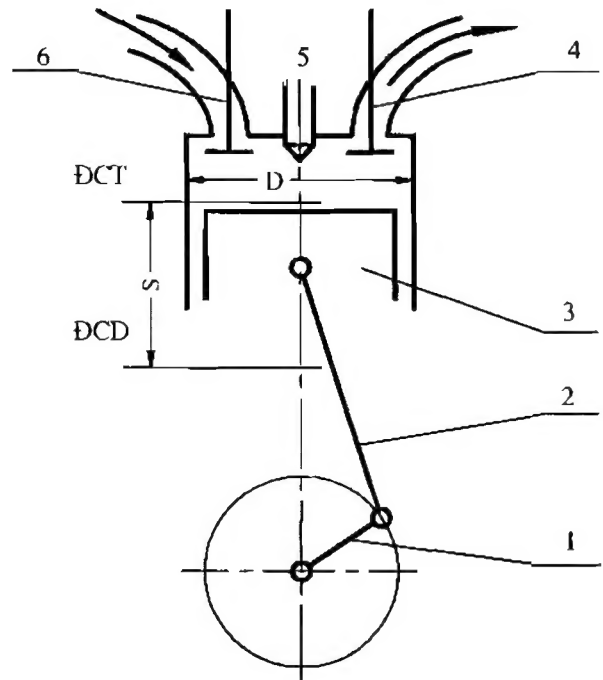
trong đó:

V_{\max} và V_{\min} là thể tích xylanh khi piston ở ĐCD và ĐCT. V_{\min} còn được gọi là thể tích buồng cháy V_c . Dễ dàng có thể tính được:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$$

với D là đường kính xylanh và S là hành trình piston.

- *Tỷ số nén ϵ* là tỷ số giữa thể tích lớn nhất và thể tích nhỏ nhất (thể tích buồng cháy):



Hình 1-3. Lược đồ động cơ bốn kỳ:

1: Trục khuỷu; 2: Thanh truyền; 3: Piston;
4: Xupáp thải; 5: Vòi phun (động cơ diesel)
hay bugi (động cơ xăng; 6: Xupáp nạp;
ĐCT: Điểm chết trên; ĐCD: Điểm chết dưới;
S: Hành trình piston; D: Đường kính xylanh

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

Riêng với động cơ 2 kỳ, tỷ số nén theo công thức trên được gọi là tỷ số nén lý thuyết. Còn tỷ số nén thực tế là tỷ số giữa thể tích xylanh khi bắt đầu quá trình nén và thể tích buồng cháy. Về vấn đề này xin xem thêm mục 1.4.3 và 4.1.1.3.

1.4.2 Nguyên lý làm việc của động cơ bốn kỳ không tăng áp

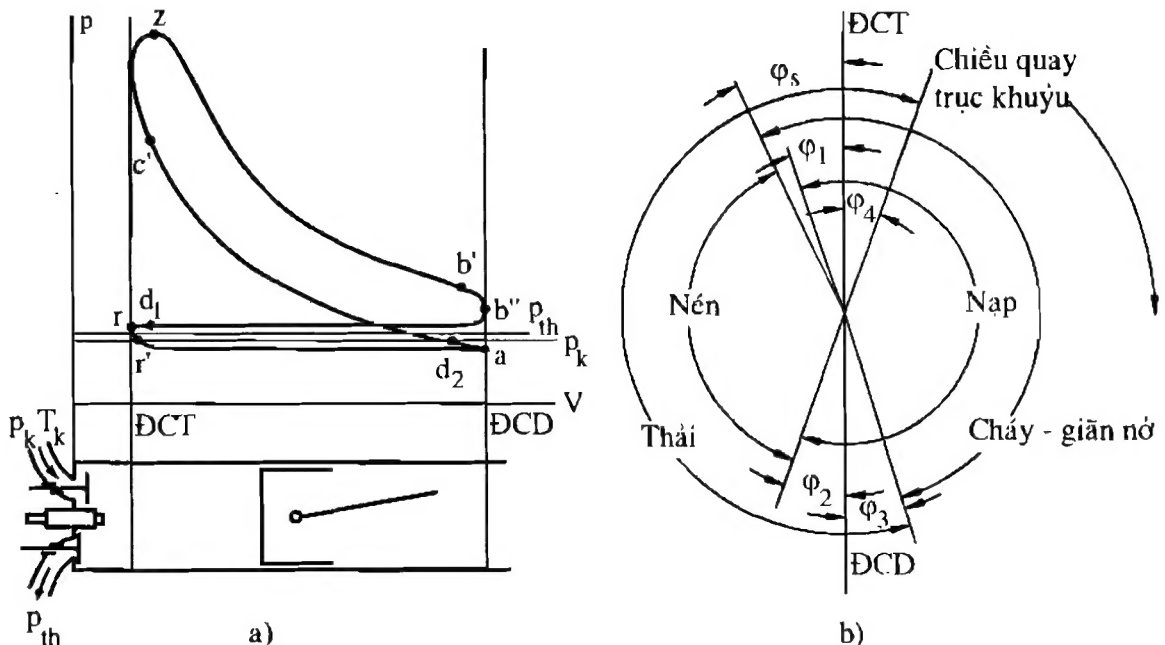
Như đã nêu ở phần phân loại, động cơ bốn kỳ có chu trình công tác được thực hiện sau bốn hành trình của piston hay hai vòng quay của trục khuỷu. Sau đây sẽ khảo sát một cách khái quát diễn biến các quá trình lý-hoá xảy ra trong từng hành trình của piston, hình 1-4.

• Hành trình thứ nhất: hành trình nạp

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD tạo nên độ chân không trong xylanh. Không khí (ở động cơ diesel) hay hỗn hợp không khí - nhiên liệu (ở động cơ xăng tạo thành hòa khí bên ngoài và động cơ gas...) từ đường nạp gọi là *khí nạp mới* được *hút* vào xylanh qua xupáp nạp (đang mở) và hoà trộn với khí sót của chu trình trước tạo thành *hỗn hợp công tác*. Để tiết diện lưu thông của xupáp khá lớn khi khí nạp mới thực sự đi vào xylanh nhằm nạp được đầy hơn, xupáp nạp *mở sớm* một góc là φ_1 tại điểm d_1 .

• Hành trình thứ hai: hành trình nén

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT. Xupáp nạp *đóng muộn* một góc φ_2 tại điểm d_2 nhằm tận dụng quán tính của dòng khí để *nạp thêm*. Hỗn hợp công tác bị nén khi hai xupáp cùng



Hình 1-4. a) Đồ thị công; b) Đồ thị pha của động cơ bốn kỳ không tăng áp

đóng dẫn tới tăng áp suất và nhiệt độ trong xylanh. Tại điểm c' gần ĐCT tương ứng với góc φ_s , bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện hay vòi phun (động cơ diesel) phun nhiên liệu vào xylanh. Góc φ_s được gọi là *góc đánh lửa sớm* (động cơ xăng, động cơ gas) hay *góc phun sớm* (động cơ diesel). Sau một thời gian chuẩn bị rất ngắn, quá trình cháy thực sự diễn ra làm cho áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng lên rất nhanh.

• **Hành trình thứ ba:** *hành trình cháy- giãn nở (hành trình sinh công)*

Piston đi từ ĐCT xuống ĐCD. Sau ĐCT, quá trình cháy tiếp tục diễn ra nên áp suất và nhiệt độ tiếp tục tăng, sau đó giảm do thể tích xylanh tăng nhanh. Khí cháy giãn nở sinh công. Gần cuối hành trình, xupáp thái *mở sớm* một góc φ_3 tại điểm b' để *thải tự do* một lượng đáng kể sản vật cháy ra khỏi xylanh vào đường thái.

• **Hành trình thứ tư:** *hành trình thái*

Piston đi từ ĐCD lên ĐCT, sản vật cháy bị *thải cưỡng bức* do piston đẩy ra khỏi xylanh. Để tận dụng quán tính của dòng khí nhằm thái sạch thêm, xupáp thái *đóng muộn* sau ĐCT một góc φ_4 ở hành trình nạp của chu trình tiếp theo.

Sau khi khảo sát, ta rút ra một số **nhận xét** như sau:

- Trong bốn hành trình chỉ có một hành trình sinh công. Các hành trình còn lại đều tiêu hao công từ động năng của các chi tiết chuyển động quay như bánh đà, trục khuỷu...

- Các xupáp đều có các góc mở sớm và đóng muộn nhằm *thải sạch và nạp đầy*. Tập hợp các góc mở sớm đóng muộn của xupáp được gọi là pha phối khí, hình 1-4. b. Giá trị tối ưu của pha phối khí cùng các góc phun sớm và đánh lửa sớm φ_s rất khó xác định bằng tính toán nên thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

- Trong khoảng góc $\varphi_1 + \varphi_4$ (cuối quá trình thái, đầu quá trình nạp), hình 1-4. b, hai xupáp đều mở. Do đó $\varphi_1 + \varphi_4$ được gọi là góc trùng điệp của xupáp.

1.4.3 Nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ

Động cơ hai kỳ, như đã nêu trong phần phân loại (mục 1.3), có chu trình công tác thực hiện sau hai hành trình của piston hay một vòng quay của trục khuỷu. Sau đây, ta xét một dạng động cơ hai kỳ đơn giản nhất, hình 1-5, qua đó khảo sát nguyên lý làm việc của động cơ hai kỳ.

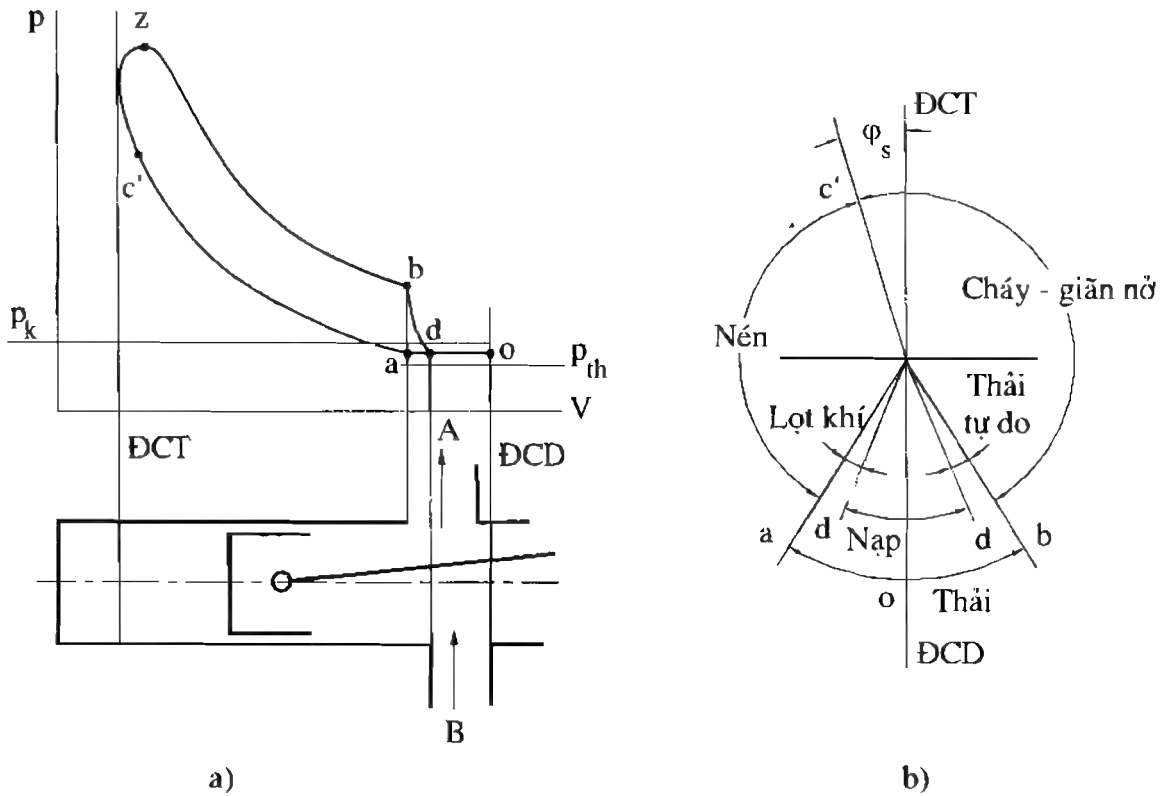
• **Hành trình thứ nhất**

Piston di chuyển từ ĐCT đến ĐCD, khí đã cháy và đang cháy trong xylanh giãn nở sinh công. Khi piston mở cửa thái A, khí cháy có áp suất cao được thải tự do ra đường thái. Từ khi piston mở cửa quét B cho đến khi đến điểm chết dưới, khí nạp mới có áp suất cao nạp vào xylanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa A.

Như vậy trong hành trình thứ nhất gồm các quá trình: *cháy giãn nở, thải tự do, quét khí và nạp khí mới*.

• **Hành trình thứ hai**

Piston di chuyển từ ĐCD đến ĐCT, quá trình *quét nạp vẫn tiếp tục* cho đến khi piston đóng cửa quét B. Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thái A, môi chất trong xylanh bị đẩy qua cửa thái ra ngoài, vì vậy giai đoạn này gọi là giai đoạn *lọt khí*. Tiếp theo là quá

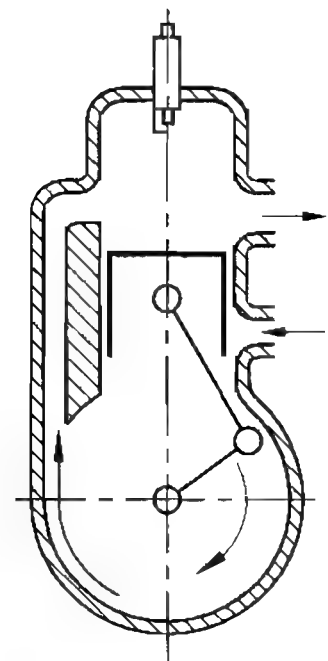


Hình 1-5. a) Đồ thị công, b) Đồ thị pha của động cơ hai kỳ

trình *nén* bắt đầu từ khi piston đóng cửa thải A cho tới khi nhiên liệu phun vào xylanh (động cơ diesel) hoặc bugi (động cơ xăng, động cơ gas) bật tia lửa điện. Sau một thời gian cháy trễ rất ngắn quá trình *cháy* sẽ xảy ra.

Như vậy trong hành trình thứ hai gồm có các quá trình: *quét và nạp khí, lọt khí, nén và cháy*.

Đặc điểm của động cơ hai kỳ là khí nạp mới phải có áp suất p_k đủ lớn để quét khí đã cháy ra đường thải có áp suất p_{th} . Thông thường người ta thiết kế máy nén khí riêng lắp trên động cơ hoặc tận dụng không gian bên dưới piston là hộp cacte-trục khuỷu để nén khí nạp như ở một vài động cơ xăng cỡ nhỏ, hình 1-6.



Hình 1-6. Nén khí quét bằng hộp cacte- trục khuỷu

1.4.4 So sánh động cơ bốn kỳ và động cơ hai kỳ

- Nếu cùng đường kính xylanh D , hành trình piston S và tốc độ vòng quay n thì về lý thuyết công suất của động cơ hai kỳ gấp hai lần công suất của động cơ bốn kỳ. Trong thực tế do có tổn thất hành trình cho các quá trình nạp thải và tổn công để nén và quét thải khí hơn nên công suất chỉ gấp 1,6 đến 1,8 lần.

- Cơ cấu phối khí của động cơ hai kỳ đơn giản hơn.

- Mômen của động cơ hai kỳ đều hơn.

- Động cơ bốn kỳ dễ lựa chọn pha phối khí tối ưu hơn.

- Quá trình quét thải ở động cơ bốn kỳ hoàn hảo hơn vì thực hiện trong hai hành trình của piston, tức là lâu hơn nhiều so với động cơ hai kỳ.

- Tăng áp động cơ bốn kỳ dễ dàng hơn vì ứng suất nhiệt thấp và dễ bố trí hệ thống tăng áp. Vấn đề tăng áp động cơ sẽ được khảo sát sau này trong môn học Tăng áp động cơ đốt trong.

CHƯƠNG II

CHU TRÌNH LÝ TƯỞNG CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

2.1 Những khái niệm cơ bản

Chu trình thực tế của động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp và chịu ảnh hưởng của nhiều yếu tố khác nhau. Về thực chất, chu trình thực tế của động cơ là chu trình hở, không thuận nghịch và không thể tính toán hoàn toàn chính xác được. Chu trình thực tế được đơn giản hoá bằng một số giả thiết nhằm những mục đích cụ thể (sẽ xét dưới đây) được gọi là *chu trình lý tưởng*.

2.1.1 Những đặc điểm của chu trình lý tưởng và mục đích nghiên cứu

- Lượng môi chất không thay đổi tức là không có quá trình thay đổi khí (quá trình nạp thải).
- Nhiệt lượng cấp cho chu trình từ bên ngoài, như vậy không có quá trình cháy và toả nhiệt của nhiên liệu cũng như tổn thất cho quá trình này. Đồng thời, thành phần môi chất cũng không đổi.
- Quá trình nén và giãn nở là đoạn nhiệt và không có tổn thất nhiệt do lọt khí.
- Tỷ nhiệt của môi chất trong suốt chu trình không đổi và không phụ thuộc vào nhiệt độ.

Với những đặc điểm nêu trên, *chu trình lý tưởng* của động cơ đốt trong sẽ là *chu trình kín, thuận nghịch và không có tổn thất nào khác ngoài tổn thất nhiệt cho nguồn lạnh theo định luật nhiệt động II*.

Nghiên cứu chu trình lý tưởng của động cơ đốt trong nhằm các mục đích sau:

- Thấy rõ ảnh hưởng của những thông số chủ yếu đến sự hoàn thiện của việc biến đổi nhiệt thành công.
- Tạo điều kiện so sánh các chu trình khác nhau một cách dễ dàng.
- Xác định được giới hạn cao nhất của chu trình thực tế của động cơ.

2.1.2 Các chỉ tiêu đánh giá chu trình lý tưởng

2.1.2.1 Hiệu suất nhiệt

Hiệu suất nhiệt η_t đặc trưng cho *tính kinh tế* của việc biến đổi nhiệt thành công của chu trình lý tưởng. Theo định nghĩa:

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-1)$$

với L_t là công của chu trình, Q_1 là nhiệt cấp từ nguồn nóng và Q_2 là nhiệt nhả cho nguồn lạnh. L_t có thể tính theo công thức sau:

$$L_t = \oint p dV$$

Hình 2-1 nêu một ví dụ về chu trình lý tưởng với diện tích gạch gạch biểu thị công L_t của chu trình.

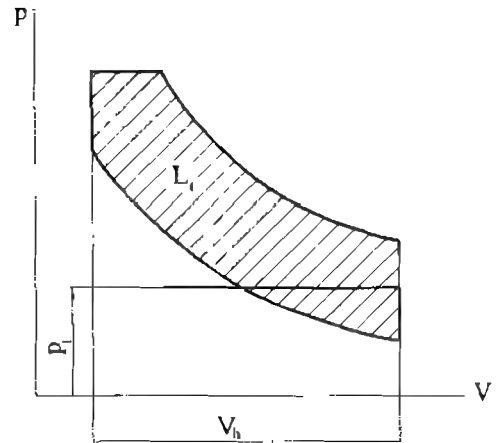
2.1.2.2 Áp suất trung bình p_t

Theo định nghĩa:

$$p_t = \frac{L_t}{V_h} \quad (2-2)$$

Về thực chất, p_t là công riêng của chu trình tính cho một đơn vị thể tích công tác của xy lanh. Do đó, p_t đặc trưng cho *tính hiệu quả sử dụng thể tích công tác* của chu trình. Cụ thể, p_t càng lớn tức là tính hiệu quả càng cao. Từ (2-2) có thể dễ dàng tìm được thứ nguyên của p_t là thứ nguyên của áp suất (N/m^2).

Về ý nghĩa vật lý, p_t là áp suất giả định không đổi tác dụng lên piston dịch chuyển một hành trình từ ĐCT và sinh ra một công bằng công của chu trình L_t . Còn về ý nghĩa hình học, p_t chính là chiều cao của hình chữ nhật có cạnh đáy là V_h và diện tích biểu thị công của chu trình L_t , hình 2-1.



Hình 2-1. Xác định áp suất trung bình p_t trên đồ thị công

2.2 Các chu trình lý tưởng thông dụng

Động cơ đốt trong kiểu piston có hai chu trình lý tưởng cơ bản, đó là chu trình đẳng tích ứng với động cơ cháy cưỡng bức (động cơ xăng, động cơ gas) và chu trình hỗn hợp ứng với động cơ cháy do nén (động cơ diesel). Các chu trình lý tưởng nói trên đã được khảo sát trong giáo trình Nhiệt kỹ thuật. Sau đây, ta sẽ tính toán các thông số cơ bản là η_t và p_t của mỗi chu trình và phân tích các nhân tố ảnh hưởng của chúng. Về thực chất, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp. Vì vậy, để thuận tiện trước hết ta khảo sát chu trình hỗn hợp, hình 2-2.

2.2.1 Chu trình hỗn hợp

Trước hết, ta gọi:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} \text{ là tỷ số nén} \quad (2-3)$$

với a là điểm đầu và c là điểm cuối quá trình nén,

$$\lambda = \frac{p_y}{p_c} = \frac{p_z}{p_c} \text{ là tỷ số tăng áp suất} \quad (2-4)$$

với y là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng tích và z là điểm cuối quá trình gia nhiệt đẳng áp;

$$\rho = \frac{V_z}{V_v} = \frac{V_z}{V_c} \text{ là tỷ số giãn nở sớm;} \quad (2-5)$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} \text{ là tỷ số giãn nở sau ;} \quad (2-6)$$

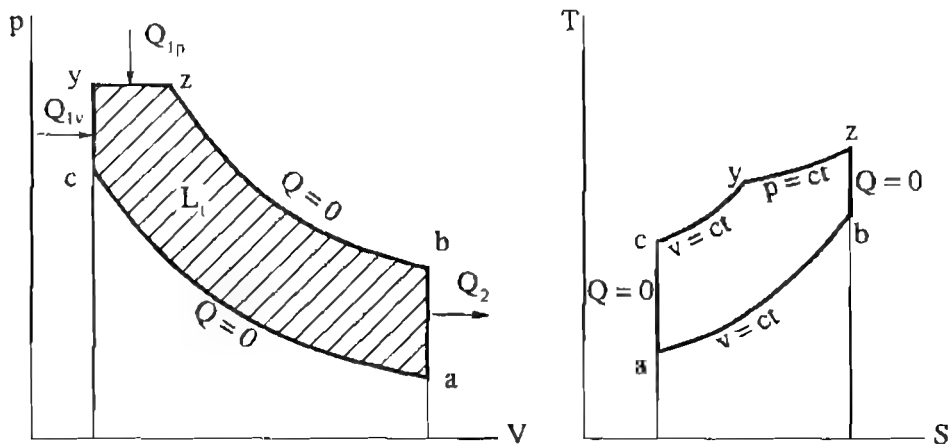
với b là điểm cuối quá trình giãn nở.

Từ (2-3), (2-5) và (2-6) dễ dàng suy ra:

$$\varepsilon = \rho \cdot \delta$$

Với những đại lượng này, sau đây ta sẽ xác định các thông số cơ bản của chu trình.

2.2.1.1 Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$



Hình 2-2. Chu trình hỗn hợp trên đồ thị p-V và T-S

Theo (2-1)

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2-7)$$

Nhiệt lượng cấp bởi nguồn nóng Q_1 là tổng nhiệt lượng của quá trình đẳng tích $Q_{1,v}$ và của quá trình đẳng áp $Q_{1,p}$:

$$Q_1 = Q_{1,v} + Q_{1,p} = mC_v(T_y - T_c) + mC_p(T_z - T_y) = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \quad (2-8)$$

$$Q_2 = mC_v(T_b - T_a) \quad (2-9)$$

trong đó, m là khối lượng môi chất, C_v và C_p là nhiệt dung riêng đẳng tích và nhiệt dung riêng đẳng áp của môi chất, còn $k = \frac{C_p}{C_v}$ là hệ số đoạn nhiệt. Thay (2-8) và (2-9) vào (2-7)

ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_y - T_c + k(T_z - T_y)} \quad (2-10)$$

Điểm a với các thông số nhiệt động p_a , T_a , và V_a được qui ước chọn là điểm xuất phát của chu trình. Từ đây, ta sẽ tính các nhiệt độ các điểm khác của chu trình theo T_a .

Từ quá trình nén đoạn nhiệt a-c:

$$T_c = T_a \epsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng tích c-y:

$$T_y = \lambda T_c = T_a \lambda \epsilon^{k-1}$$

Từ quá trình gia nhiệt đẳng áp y-z:

$$T_z = \rho T_y = T_a \lambda \rho \epsilon^{k-1}$$

Từ quá trình giãn nở đoạn nhiệt z-b:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \left(\frac{\rho}{\epsilon}\right)^{k-1} T_z$$

tìm được:

$$T_b = \lambda \rho^k T_a$$

Thay T_c , T_y , T_z và T_b vào (2-10) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (2-11)$$

2.2.1.2 Áp suất trung bình $p_{t,h}$

Từ (2-2), ta có:

$$p_{t,h} = \frac{L_{t,h}}{V_h} \quad (2-12)$$

• Công của chu trình $L_{t,h}$ có thể xác định như sau:

$$L_{t,h} = \eta_{t,h} Q_1 = m C_v [(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] \eta_{t,h} = m C_v \epsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h}$$

thay $C_v = \frac{R}{k-1}$ với R là hằng số khí lý tưởng,

cuối cùng ta có:

$$L_{t,h} = m \frac{R}{k-1} \epsilon^{k-1} T_a [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-13)$$

• Từ định nghĩa V_h và phương trình trạng thái, ta tìm được:

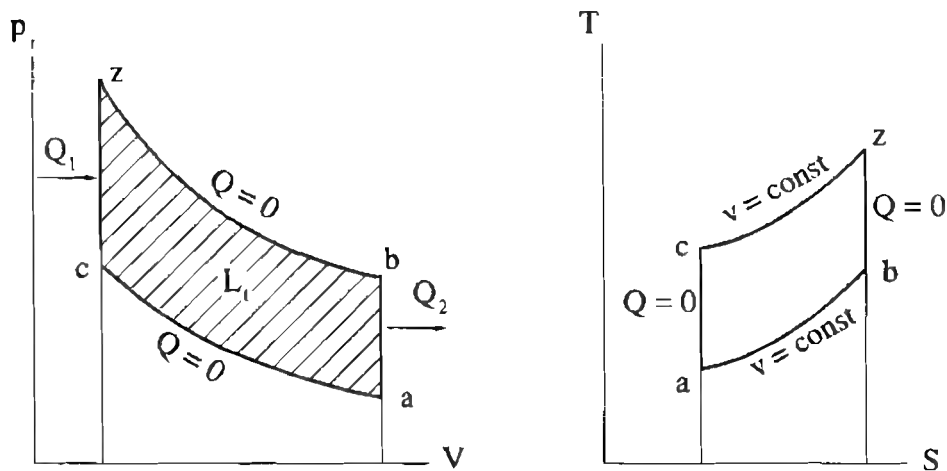
$$V_h = V_a - V_c = mR \left(\frac{T_a}{p_a} - \frac{T_c}{p_c} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(1 - \frac{\epsilon^{k-1}}{\epsilon^k} \right) = mR \frac{T_a}{p_a} \left(\frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \right) \quad (2-14)$$

Thay (2-13), (2-14) vào (2-12) và rút gọn, ta được:

$$p_{t,h} = \frac{p_a \epsilon^k}{(\epsilon - 1)(k - 1)} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{t,h} \quad (2-15)$$

2.2.2 Chu trình đẳng tích

Như đã nói ở trên, chu trình đẳng tích là một trường hợp riêng của chu trình hỗn hợp có $\rho = 1$. Vì vậy, khi thay $\rho = 1$ vào các công thức (2 - 10) và (2 - 14) ta có thể dễ



Hình 2-3. Chu trình đẳng tích trên đồ thị p-V và T-S

dễ dàng tính được hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình đẳng tích.

$$\eta_{t,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (2-16)$$

$$p_{t,v} = \frac{\lambda - 1}{(\epsilon - 1)(k - 1)} \epsilon^k \eta_{t,v} p_a \quad (2-17)$$

2.3 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt và áp suất trung bình của chu trình lý tưởng

Để thuận lợi, ta xét chu trình đẳng tích là chu trình đơn giản trước.

2.3.1 Chu trình đẳng tích

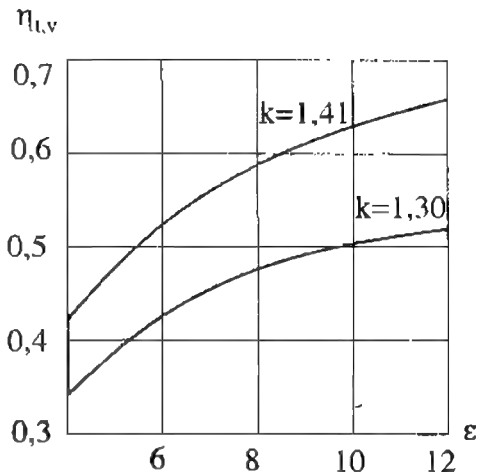
2.3.1.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,v}$

Từ (2-16) ta thấy $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc chỉ số đoạn nhiệt k của môi chất công tác và tỷ số nén ε của động cơ.

- Rõ ràng là khi tăng k thì $\eta_{t,v}$ tăng. Tuy nhiên, k là một thông số vật lý của môi chất phụ thuộc vào số nguyên tử chứa trong một phân tử. Đối với khí 1 nguyên tử $k = 1,6$; khí 2 nguyên tử (có thể coi không khí gần đúng là khí 2 nguyên tử) $k = 1,41$ và khí 3 nguyên tử có $k = 1,3$.

- Khi tăng ε thì $\eta_{t,v}$ tăng. Vì vậy, một trong những phương hướng chủ yếu để tăng hiệu suất của động cơ khí thiết kế là sử dụng các biện pháp sao cho có thể có tỷ số nén cao.

Tổng hợp ảnh hưởng của k và ε được thể hiện trên hình 2-4. Ta có thể nhận thấy tốc độ tăng $\eta_{t,v}$ giảm dần khi tăng ε . Mặt khác cần lưu ý rằng, càng tăng ε động cơ đốt cháy càng bức xúc càng dễ bị kích nổ (sẽ đề cập ở chương III và IV), do đó ε bị giới hạn.



Hình 2-4. Các nhân tố ảnh hưởng đến $\eta_{t,v}$

Cần phải lưu ý rằng, $\eta_{t,v}$ chỉ phụ thuộc vào ε và k mà không phụ thuộc vào lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 .

2.3.1.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến áp suất trung bình $p_{t,v}$

Từ công thức (2-17) ta thấy, $p_{t,v}$ phụ thuộc vào ε , k và p_a , trong đó ảnh hưởng của ε và p_a là rõ nét và có ý nghĩa thực tế hơn cả.

- $p_{t,v}$ tăng tỷ lệ với p_a . Vì vậy trong thực tế cần áp dụng các biện pháp để tăng áp suất quá trình nạp để nạp được nhiều khí nạp mới, do đó đốt được nhiều nhiên liệu dẫn tới tăng áp suất trung bình và tăng công suất động cơ.

- Khi tăng ε , $\frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1}$ tăng do $k > 1$, do đó $p_{t,v}$ tăng. Ngoài ra, $p_{t,v}$ còn tăng là do $\eta_{t,v}$ như đã xét ở trên. Rõ ràng là tỷ số nén ε là một thông số ảnh hưởng rất quan trọng của động cơ.

- Ngoài ra, khác với $\eta_{t,v}$, $p_{t,v}$ chịu ảnh hưởng rất lớn của lượng nhiệt cấp cho chu trình Q_1 . Khi tăng Q_1 sẽ làm tăng nhiệt độ T_2 và áp suất p_2 (cuối quá trình đẳng tích c-z trên hình 2-3). Điều đó dẫn tới tỷ số tăng áp λ theo (2-4) tăng nên $p_{t,v}$ theo (2-17) cũng tăng, do đó tăng mômen và công suất động cơ.

2.3.2 Chu trình hỗn hợp

2.3.2.1 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-11) tính $\eta_{t,h}$ ta thấy:

- ε tăng thì $\eta_{t,h}$ tăng.
- Đối với λ và ρ thì ta phải xét ảnh hưởng tổng hợp. Giả sử Q_1 , ε , k , T_a , m , C_v không thay đổi, ta có:

$$Q_1 = mC_v[(T_y - T_c) + k(T_z - T_y)] = mC_v\varepsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const}$$

Do đó:

$$[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] = \text{const} \quad (2-18)$$

Điều đó có nghĩa là, khi λ tăng (Q_{1v} tăng) thì ρ giảm (Q_{1p} giảm) và ngược lại. Ngoài ra $\varepsilon^{k-1}T_a[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]$ cũng không đổi, đặt bằng A . Hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$ theo (2-11) nay có dạng đơn giản như sau:

$$\eta_{t,h} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{A} \quad (2-19)$$

và chỉ phụ thuộc vào $\lambda\rho^k$ mà thôi. Ta hãy khảo sát $\lambda\rho^k$ bằng cách tính đạo hàm:

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k + k\lambda\rho^{k-1} \frac{d\rho}{d\lambda} \quad (2-20)$$

Lấy đạo hàm hai vế của (2-18) ta có:

$$1 + k\left(\rho - 1 + \lambda \frac{d\rho}{d\lambda}\right) = 0$$

Rút gọn ta có:

$$k\lambda \frac{d\rho}{d\lambda} = -[1 + k(\rho - 1)] \quad (2-21)$$

Thay (2-21) vào (2-20) ta được:

$$\frac{d(\lambda\rho^k)}{d\lambda} = \rho^k - \rho^{k-1}[1 + k(\rho - 1)] = -\rho^{k-1}(\rho - 1)(k - 1) < 0$$

Như vậy, khi λ tăng thì $\lambda\rho^k$ giảm, theo (2-19) thì $\eta_{t,h}$ tăng. Tổng hợp ảnh hưởng của ρ và λ được thể hiện trên hình 2-5.

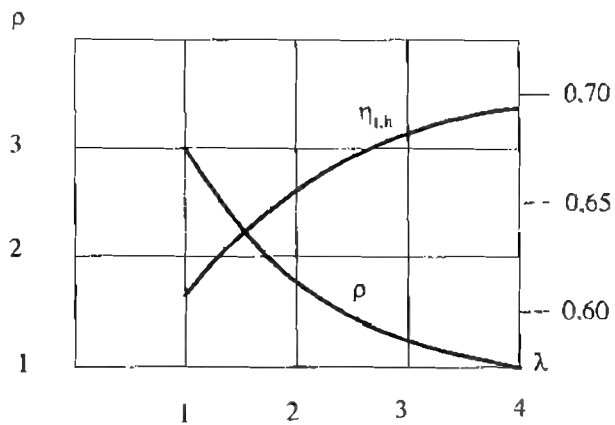
Từ đây ta có thể rút ra ý nghĩa thực tế sau. Khi $Q_1 = \text{const}$, λ tăng (tức ρ giảm, Q_{1v} tăng và Q_{1p} giảm) hiệu suất nhiệt của chu trình hỗn hợp tăng. Từ đó suy ra, $\eta_{t,h}$ đạt max khi λ_{\max} hay $\rho = 1$ (chu trình đẳng tích). Nói cách khác, hiệu suất của chu trình đẳng tích cao hơn của chu trình hỗn hợp nếu như cùng Q_1 và ε . Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này ở mục 2.4 dưới đây. Tuy nhiên, tăng λ trong chu trình hỗn hợp (tăng cường cho cháy đẳng

tích) sẽ làm tăng áp suất cực đại p_7 và tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ dẫn tới tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền tăng lên.

2.3.2.2 Các yếu tố ảnh hưởng đến hiệu suất nhiệt $\eta_{t,h}$

Từ (2-15) ta có thể kết luận:

- p_a, ϵ tăng sẽ làm cho $p_{t,h}$ tăng.
- λ tăng nếu $Q_1 = \text{const}$ thì ρ giảm và $\eta_{t,h}$ tăng như đã xét ở trên nên $p_{t,h}$ tăng.



Hình 2-5. Ảnh hưởng tổng hợp của λ và ρ đến $\eta_{t,h}$

2.4 So sánh hiệu suất chu trình hỗn hợp và đẳng tích

Để so sánh các chu trình hỗn hợp và đẳng tích đã xét ở trên một cách thuận tiện, ta sử dụng đồ thị T-S, cụ thể cho hai trường hợp sau.

2.4.1 Cùng Q_1 và ϵ

Từ đồ thị trên hình 2-6 ta thấy, do cùng Q_1 nên diện tích của các hình giới hạn bởi các đường gia nhiệt và trục hoành bằng nhau:

$$S(Aacz_v b_v B) = S(A, acy_z h b_h C)$$

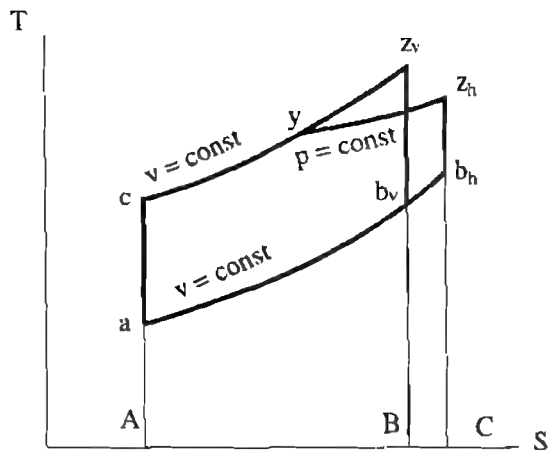
Lượng nhiệt thải cho nguồn lạnh Q_2 của mỗi chu trình tương ứng với các diện tích của đường thải nhiệt và trục hoành:

$$Q_{2,h} \sim S(ab_h CA) > S(ab_v BA) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{t,h} < \eta_{t,v}$$

Một lần nữa chúng ta lại chứng minh được kết luận đã rút ra ở mục 2.3.2. Tuy nhiên so sánh này ít ý nghĩa vì trong thực tế tỷ số nén của động cơ diesel lớn hơn nhiều so với tỷ số nén của động cơ xăng.



Hình 2-6. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và ϵ

2.4.2 Cùng Q_1 và p_z

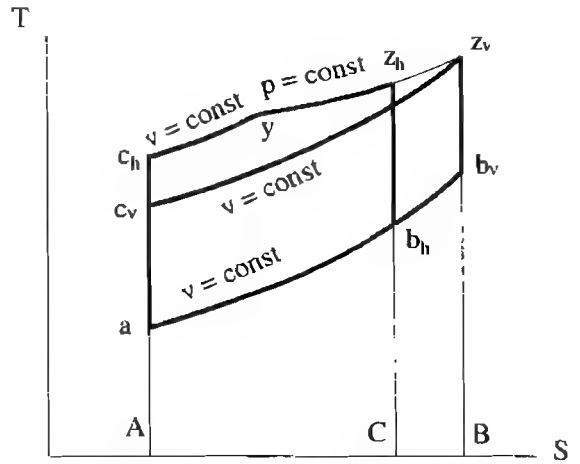
Cùng p_z có thể coi là cùng điều kiện về tải trọng tác dụng lên cơ cấu trục khuỷu thanh truyền. Tương tự như trên, qua đồ thị T-S (hình 2-7), ta có:

$$Q_{2,h} \sim S(Aab_hC) < S(A,ab_vB) \sim Q_{2,v}$$

Do đó:

$$\eta_{l,h} > \eta_{l,v}$$

Điều này hoàn toàn phù hợp với thực tế. Mặc dù cháy kéo dài ảnh hưởng xấu đến tính kinh tế nhưng do có tỷ số nén cao hơn nên động cơ diesel đạt hiệu suất cao hơn so với động cơ xăng.



Hình 2-7. So sánh các chu trình khi cùng Q_1 và p_2

CHƯƠNG III

MÔI CHẤT CÔNG TÁC

Môi chất công tác là chất trung gian để thực hiện chu trình công tác, bao gồm chất oxy hoá như không khí (hoặc oxy trong những trường hợp đặc biệt), nhiên liệu và sản vật cháy. Trong số đó, hỗn hợp giữa nhiên liệu và không khí được gọi là *hỗn hợp khí*. Trong chu trình công tác, môi chất công tác luôn thay đổi thành phần và tính chất lý hoá.

Trong quá trình nạp, môi chất nạp vào xylanh (là không khí đối với động cơ diesel và hỗn hợp khí đối với hầu hết động cơ xăng và động cơ gas) được gọi là *khí nạp mới*. Trong quá trình nén, môi chất công tác là một hỗn hợp bao gồm khí nạp mới và khí sót còn được gọi là *hỗn hợp công tác*. Trong quá trình giãn nở và quá trình thải, môi chất công tác là *sản vật cháy*.

3.1 Nhiên liệu

Nhiên liệu là thành phần quan trọng nhất của môi chất công tác, có ảnh hưởng quyết định đến kết cấu cũng như các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của động cơ. Động cơ đốt trong thông thường sử dụng chủ yếu nhiên liệu khí và nhiên liệu lỏng.

3.1.1 Nhiên liệu khí

Nhiên liệu khí bao gồm: khí thiên nhiên như khí từ mỏ dầu hoặc mỏ khí đốt; khí công nghiệp như khí do chưng cất dầu mỏ, luyện than cốc; khí lò ga do khí hoá nhiên liệu rắn như gỗ, than; khí sinh vật (biogas).

Bất kỳ loại nhiên liệu khí nào cũng là hỗn hợp cơ học của các khí cháy và khí trơ (chủ yếu là nitơ) với điều kiện bỏ qua các thành phần tạp chất. Một cách tổng quát có thể coi cấu trúc phân tử của mỗi khí cháy bao gồm cacbon, hydro và oxy là $C_mH_nO_r$. Vì vậy, đối với một đơn vị nhiên liệu khí (ví dụ như 1 kg, kmol hay m^3 tiêu chuẩn - viết tắt là m^3_{tc}) ta có:

$$\Sigma C_mH_nO_r + N_2 = 1$$

Dựa vào nhiệt trị Q (kJ/m^3_{tc}) người ta phân nhiên liệu khí thành ba loại sau:

- Nhiệt trị cao: $Q = 23 \div 28$ (kJ/m^3_{tc}) ví dụ như khí thiên nhiên, khí phụ phẩm chưng cất dầu mỏ.
- Nhiệt trị trung bình: $Q = 16 \div 23$ (kJ/m^3_{tc}) như khí lò luyện than cốc.
- Nhiệt trị thấp: $Q = 4 \div 16$ (kJ/m^3_{tc}) như khí lò ga và khí sinh vật.

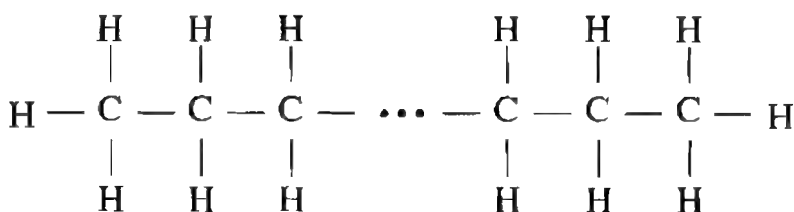
Động cơ chạy các nhiên liệu khí như khí thiên nhiên nén CNG (Compressed Natural Gas) hay khí hoá lỏng LPG (Liquidified Petroleum Gas) có ưu điểm là ít ô nhiễm môi trường do khí thải sạch hơn và tiết kiệm vì khí đốt rẻ hơn so với xăng. Nhiều hãng taxi ở Việt Nam đã và đang chuyển đổi xe chạy xăng sang chạy cả xăng và khí đốt. Tuy nhiên, do giới hạn của giáo trình nên chúng ta không xét chi tiết về nhiên liệu khí.

3.1.2 Nhiên liệu lỏng

3.1.2.1 Thành phần của nhiên liệu lỏng

Phần lớn động cơ đốt trong sử dụng nhiên liệu lỏng. Nhiên liệu lỏng có nhiều loại nhưng theo nguồn gốc có thể chia thành hai loại. Loại thứ nhất có nguồn gốc hoá thạch như xăng, dầu hoá, diesel... Loại thứ hai có nguồn gốc thực vật như methanol (CH_3OH), ethanol ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$), dầu thực vật như dầu dừa, dầu hạt cải... còn gọi là nhiên liệu sinh học (biofuel). Đa số nhiên liệu lỏng hiện nay có nguồn gốc hoá thạch. Chính vì vậy và mặt khác do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên sau đây ta chỉ xét hai loại nhiên liệu lỏng là xăng và diesel chế biến từ dầu mỏ.

Trong quá trình chưng cất dầu mỏ, người ta thu được lần lượt xăng, dầu hoá, diesel, dầu máy và nhựa đường. Trong số đó, xăng và diesel được dùng chủ yếu làm nhiên liệu cho động cơ đốt trong.



Hình 3-1. Cấu trúc phân tử của xetan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$

a. Thành phần chính

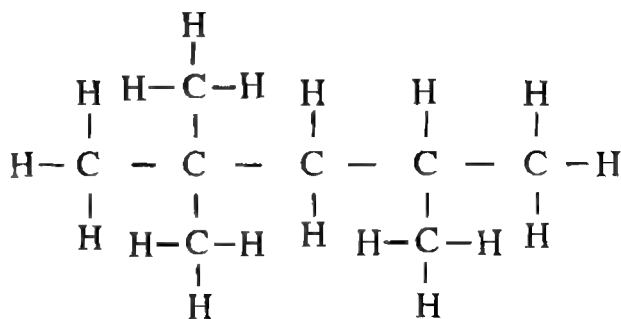
Thành phần chính của xăng và diesel thực chất là hỗn hợp của các loại hydrocarbon khác nhau chia thành các nhóm sau đây [7].

- *Hydrocarbon mạch hở*: gồm hai loại no và chưa no.

- *Paraphin* hay còn gọi là *ankan* có công thức hoá học là $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ là hydrocarbon no có nhiều trong dầu thô.

Paraphin có hai dạng là paraphin thường (*n*-paraphin) và paraphin đồng vị (isoparaphin).

Paraphin thường có mạch thẳng, ví dụ như xetan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$, hình 3-1. Đặc điểm chung của paraphin thường là tính ổn định hoá học ở nhiệt độ cao kém, do đó dễ dàng tham gia phản ứng với oxy tạo nên quá trình tự cháy do nén. Vì vậy, nếu nhiên liệu diesel có nhiều paraphin thường thì có tính tự cháy càng cao (xem mục 3.1.3 dưới đây).



Hình 3-2. Cấu trúc phân tử của isooctan C_8H_{18}

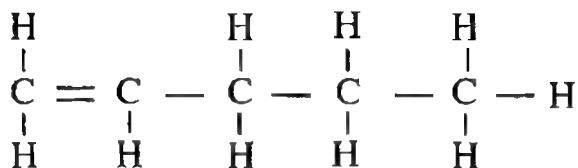
Paraphin đồng vị có mạch nhánh nên cấu trúc phân tử khá bền vững, có tính ổn định hoá học cao, khó tự cháy hay nói cách khác khó bị kích nổ (xem 3.1.4 dưới đây). Ví

dự điển hình của paraffin đồng vị là isooctan C_8H_{18} , hình 3-2. Nếu xăng có càng nhiều thành phần paraffin đồng vị thì tính chống kích nổ càng cao.

- Olefin là hydrocacbon chưa no có công thức hóa học C_nH_{2n} . Khác với paraffin có rất ít trong dầu thô, olefin xuất hiện đáng kể trong quá trình chưng cất dầu mỏ.

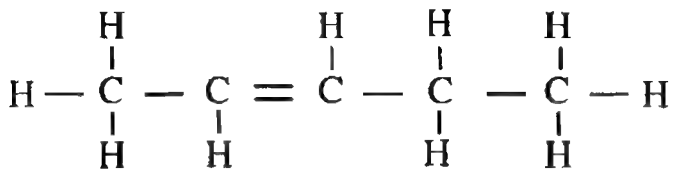
Giống như paraffin, olefin cũng tồn tại ở hai dạng là olefin thường và olefin đồng vị.

Olefin thường có kết cấu phân tử mạch thẳng nhưng vì chưa no nên có một mạch kép. so với paraffin thường thì kết cấu bền vững hơn nên có tính tự cháy kém hơn. Hình 3-3 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin thường là penten-1- C_5H_{10} (số 1 chỉ mạch nối cacbon thứ nhất là mạch kép).



Hình 3-3. Cấu trúc phân tử penten-1- C_5H_{10}

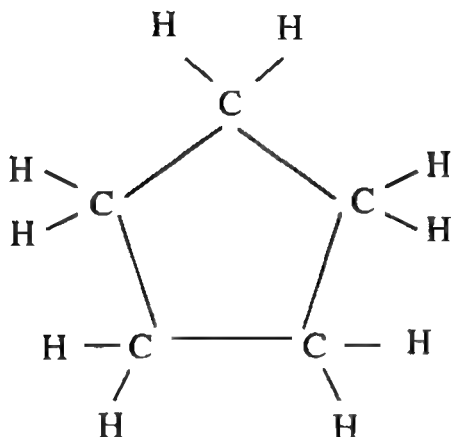
Olefin đồng vị có kết cấu phân tử mạch nhánh. Tương tự như đối với paraffin, olefin đồng vị có kết cấu phân tử bền vững hơn nên có tính chống kích nổ cao hơn so với olefin thường. Hình 3-4 nêu kết cấu phân tử của một loại olefin đồng vị là penten-2- C_5H_{10} (số 2 chỉ mạch nối cacbon thứ hai là mạch kép).



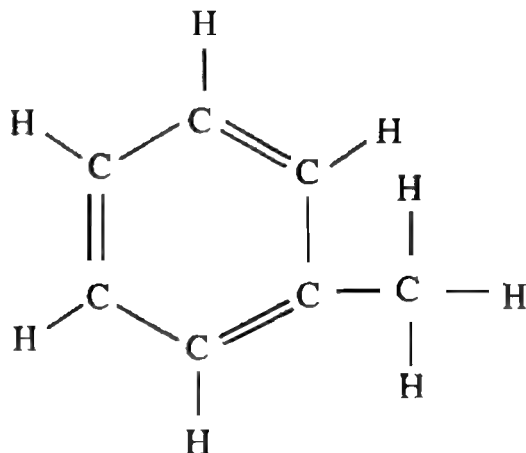
Hình 3-4. Cấu trúc phân tử penten-2- C_5H_{10}

• Hydrocacbon mạch kín:

còn gọi là hydrocacbon mạch vòng cũng bao gồm hai loại là no và chưa no.



Hình 3-5. Cấu trúc phân tử xyclopentan C_5H_{10}



Hình 3-6. Cấu trúc phân tử metylbenzen $C_6H_5CH_3$

- *Napten*: C_nH_{2n} còn gọi là *xycan* là hydrocacbon no, ví dụ: xyclopentan C_5H_{10} , hình 3-5. Với kết cấu phân tử mạch vòng rất bền vững nên napten có tính chống kích nổ rất cao.

- *Hydrocacbon thơm*: là hydrocacbon chưa no có cấu trúc phân tử mạch vòng với nhân benzen nên rất bền vững, chống kích nổ rất tốt, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$, hình 3-6.

Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel được thể hiện một cách tóm tắt trong bảng 3.1.

Bảng 3-1. Các loại hydrocacbon trong thành phần chính của xăng và diesel

Chủng loại		No	Chưa no
Hydrocacbon mạch hở	Mạch thẳng	Paraphin thường C_nH_{2n+2} , ví dụ: xetan $C_{16}H_{34}$	Olefin thường C_nH_{2n} , ví dụ: penten-1- C_5H_{10}
	Mạch nhánh	Paraphin đồng vị, ví dụ: isooc tan C_8H_{18}	Olefin đồng vị, ví dụ: penten-2- C_5H_{10}
Hydrocacbon mạch kín		Napten C_nH_{2n} , ví dụ: xyclopentan C_5H_{10}	Hydrocacbon thơm, ví dụ: metylbenzen $C_6H_5CH_3$

Về mặt tỷ lệ, xăng và diesel sau khi chưng cất có tới 80-90% là paraphin và napten. Khi đó những chế phẩm này chưa đáp ứng những yêu cầu cần thiết đối với nhiên liệu dùng cho động cơ, ví dụ như tính chống kích nổ quá thấp... Vì vậy, chúng phải được tiếp tục xử lý bằng các giải pháp công nghệ đặc biệt như cracking, cải thiện cấu trúc (reforming), isome hóa (đồng vị hóa), polime hóa, ankan hóa...

b. Chất phụ gia

Ngoài thành phần chính nêu trên, người ta còn pha vào nhiên liệu lỏng một lượng nhỏ các chất phụ gia (additive) để cải thiện tính chất của nhiên liệu. Có nhiều chất phụ gia với các tác dụng khác nhau: phụ gia tăng tính chống kích nổ, đối với xăng không chỉ thường dùng các hợp chất hữu cơ chứa oxy như ethanol, methanol, methyl tertiary butyl ether (MTBE), tertiary butyl alcohol (TBA) hay ethyl tertiary butyl ether (ETBE); phụ gia chống ăn mòn; phụ gia chống oxy hóa; phụ gia tăng tính tẩy rửa; phụ gia chống hiện tượng sắt hóa trong động cơ dùng bộ chế hòa khí (thường dùng ethanol hay glycol); phụ gia giữ cho độ nhớt được ổn định lâu dài; phẩm màu để phân biệt các loại xăng khác nhau; phụ gia tăng trị số octan dùng cho xe đua là động cơ cường hóa cao như toluol, nitrobenzol, ethanol, methanol...

c. Tạp chất

Trong nhiên liệu còn có các tạp chất như lưu huỳnh, chì, nước và các tạp chất cơ học khác... (xem mục 3.1.2.2).

Nếu bỏ qua các thành phần tạp chất, nhiên liệu lỏng nói chung kể cả xăng và diesel chỉ bao gồm cacbon, hydro và oxy. Do đó công thức cấu tạo tính cho một đơn vị đo lường (ví dụ như 1 kg, 1 kmol...) như sau:

$$C + O + H = 1 \quad (3-1)$$

với C, O và H là tỷ lệ của cacbon, hydro và oxy trong nhiên liệu. Ví dụ, nhiên liệu diesel D1 và D2 theo TCVN 5689 : 92 có $C = 0,84 \div 0,88$ (kg/kg); $H = 0,10 \div 0,14$ (kg/kg); phần còn lại là O (kg/kg).

Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu quyết định bản chất của nó. Ví dụ, ankan thường có nhiều trong diesel hơn trong xăng; ngược lại, xăng có nhiều hydrocacbon mạch nhánh và mạch vòng hơn so với diesel. Tỷ lệ các loại hydrocacbon trong thành phần chính của nhiên liệu cùng với các chất phụ gia có ảnh hưởng quyết định tới tính chất lý hoá của nhiên liệu. Dưới đây sẽ trình bày một số thông số lý hoá cơ bản.

3.1.2.2 Tính chất vật lý của nhiên liệu lỏng

a. Khối lượng riêng

Thông thường, khối lượng riêng ρ của nhiên liệu được cho ở nhiệt độ 20°C . Căn cứ vào khối lượng riêng cũng có thể sơ bộ biết được khả năng bay hơi và từ đó phán đoán khả năng bốc cháy của nhiên liệu.

Đối với nhiên liệu nhẹ, dễ bay hơi như xăng, $\rho = 0,65 \div 0,8$ g/cm³. Còn nhiên liệu nặng, khó bay hơi như nhiên liệu diesel, $\rho = 0,80 \div 0,95$ g/cm³.

b. Độ nhớt

Độ nhớt của nhiên liệu cũng thường được cho ở 20°C và ở hai dạng:

- *Độ nhớt động học ν* : có đơn vị là m²/s và cm²/s tức St - Stốc. Đối với xăng, $\nu = 0,6 \div 2,5$ cSt (cSt: xăngti Stốc bằng 0,01 St). Còn nhiên liệu diesel có $\nu = 2,5 \div 8,5$ cSt.

- *Độ nhớt tương đối E_t* : là tỷ số giữa thời gian chảy của 200ml nhiên liệu ở nhiệt độ t và của 200ml nước cất ở 20°C qua lỗ đo của thiết bị đo độ nhớt. Độ nhớt tương đối còn gọi là độ nhớt Engole ký hiệu là E_t có đơn vị là độ Engole ($^\circ\text{E}$) và thiết bị đo gọi là Engole kế. Nếu $E_{20} > 5$ $^\circ\text{E}$ thì phải hâm nóng nhiên liệu trước khi sử dụng.

Độ nhớt lớn gây khó khăn cho việc xé nhỏ và hòa trộn nhiên liệu với không khí, do đó ảnh hưởng xấu đến chất lượng của quá trình hình thành và cháy hòa khí. Ngoài ra, độ nhớt lớn làm tăng sức cản lưu động trong hệ thống nhiên liệu và khó xả khí (xả air) nếu như trong hệ thống có lẫn khí.

Ngược lại, độ nhớt nhỏ làm cho việc bôi trơn các bề mặt ma sát của bơm cao áp, vòi phun khó khăn, làm tăng lượng rò lọt qua khe hở của các bộ phận này, đồng thời cản trở sự phát triển của tia phun từ vòi phun (kể cả trong động cơ xăng cũng như diesel).

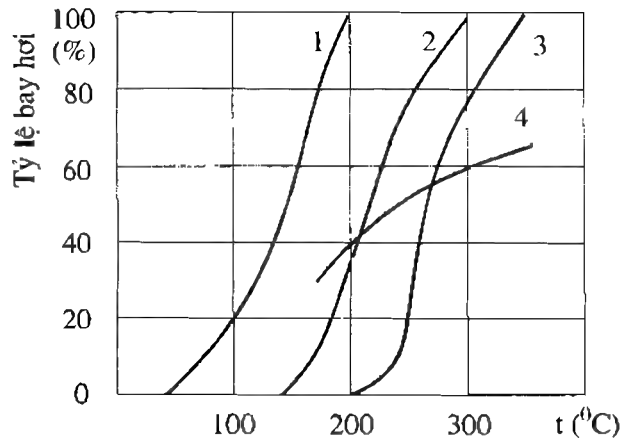
Khối lượng riêng và độ nhớt là hai thông số ảnh hưởng quyết định đến đặc tính cháy của nhiên liệu.

c. Độ hóa hơi

Độ hóa hơi của nhiên liệu quyết định tính chất và thời gian của quá trình hình thành hòa khí trong mỗi xy lanh và phân phối đồng đều hòa khí giữa các xy lanh.

Về cơ bản, nhiên liệu phải có đủ khả năng hóa hơi để khởi động dễ dàng, nhanh chóng hâm nóng máy và bảo đảm tính kinh tế nhiên liệu cho động cơ. Mặt khác, nhiên liệu không được quá dễ hóa hơi làm tăng tổn hao bay hơi và tạo nút hơi trong hệ thống nhiên liệu.

Độ hóa hơi phụ thuộc thành phần của nhiên liệu và được thể hiện thông qua đường cong chưng cất, hình 3-7. Đường cong chưng cất được xác định theo tiêu chuẩn ASTM-D.86 (ASTM viết tắt từ American Society for Testing and Materials) thể hiện sự phụ thuộc vào nhiệt độ của tỷ lệ (thể tích) nhiên liệu đã bay hơi trong điều kiện cách ly hoàn toàn với không khí rồi được ngưng tụ trong thiết bị chưng cất tiêu chuẩn. Trên đồ thị thể hiện rõ, xăng có các thành phần bay hơi trong vùng nhiệt độ từ 40 đến 200°C. So với diesel và dầu hỏa thì xăng có tính bốc hơi cao nhất.



Hình 3-7. Đường cong chưng cất của nhiên liệu

1. Xăng; 2. Dầu hỏa; 3. Diesel; 4. Dầu mỡ

Đường cong chưng cất của nhiên liệu có ý nghĩa rất quan trọng đối với sự làm việc của động cơ. Ví dụ, điểm 10 (% nhiên liệu bay hơi) ở đầu đường chưng cất cần phải ở nhiệt độ thấp để động cơ dễ dàng khởi động. Tuy nhiên, nếu điểm này thấp quá có thể sinh bọt hơi trong nhiên liệu khi động cơ nóng lên trong quá trình làm việc. Tương tự, điểm 90% (cuối đường chưng cất) không được cao quá vì nhiên liệu khi đó có nhiều thành phần nặng, khi nhiên liệu lọt xuống cacte thì những thành phần này không bay hơi sẽ phá hủy dầu bôi trơn. Ngoài ra, những thành phần nặng khi cháy sẽ tạo nhựa làm bẩn bugi...

Theo tiêu chuẩn châu Âu, tỷ lệ thể tích chưng cất đối với xăng ở nhiệt độ 180°C ít nhất là 85%. Chỉ tiêu này không qui định tỷ lệ thể tích chưng cất lớn nhất, nhưng qui định giá trị nhiệt độ sôi lớn nhất là 215°C. Điều đó có nghĩa là chỉ có 15% thể tích xăng có nhiệt độ sôi nằm trong khoảng nhiệt độ 180 đến 215°C.

Những ảnh hưởng khác của độ bay hơi của nhiên liệu đối với sự làm việc của động cơ được trình bày chi tiết hơn trong các tài liệu chuyên khảo về hóa nhiên liệu [4].

d. Nhiệt độ bắt cháy

Nhiệt độ bắt cháy hay còn gọi là nhiệt độ bén lửa (Flashing Point) là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu - không khí với tỷ lệ nhất định trong điều kiện áp suất không khí bắt lửa từ nguồn lửa bên ngoài và lan truyền một cách nhanh chóng. Nhiệt độ bén lửa tỷ lệ với thành phần chưng cất nhẹ trong nhiên liệu và được dùng làm chỉ tiêu phòng hỏa khi vận chuyển và bảo quản nhiên liệu. Trong thực tế, nhiệt độ bén lửa không được thấp hơn 65°C.

e. Nhiệt độ tự bốc cháy

Nhiệt độ tự bốc cháy là nhiệt độ thấp nhất mà hỗn hợp nhiên liệu- không khí với tỷ lệ nhất định tự bốc cháy không cần nguồn lửa từ bên ngoài. Nhiệt độ tự cháy thường tỷ lệ nghịch với khối lượng riêng ρ . Parafin thường có nhiệt độ tự bốc cháy thấp nhất còn hydrocarbon thơm có nhiệt độ tự bốc cháy cao nhất.

f. Nhiệt độ đông đặc

Nhiệt độ đông đặc chỉ có ý nghĩa đối với nhiên liệu nặng như nhiên liệu diesel. Nếu nhiệt độ đông đặc cao thì phải hâm nóng trước khi sử dụng. Người ta thường sử dụng phụ gia để giảm nhiệt độ đông đặc. Đối với nhiên liệu diesel, nhiệt độ đông đặc nằm trong khoảng $-60 \div +5^{\circ}\text{C}$.

g. Tạp chất cơ học

Tạp chất cơ học có thể xuất hiện trong nhiên liệu trong quá trình vận chuyển và tồn trữ nhiên liệu bao gồm cặn cacbon, kim loại và các tạp chất vô cơ khác. Cặn tạo thành do một số nguyên nhân như chất bẩn trong bể hay đường ống; các chất bẩn lẫn vào nhiên liệu khi bảo quản, tồn chứa và bơm chuyển; bụi bẩn trong không khí rơi vào... Đối với nhiên liệu thông thường, tạp chất cơ học không được vượt quá 1% trọng lượng. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có tạp chất cơ học.

h. Thành phần nước

Nước cũng có thể xuất hiện trong nhiên liệu khi vận chuyển và tồn trữ và do đó cũng có thể coi là một dạng tạp chất. Nước gây ăn mòn cơ học và hoá học đối với các chi tiết của hệ thống nhiên liệu, nhất là đối với bơm cao áp, vòi phun của động cơ diesel. Ngoài ra, nước bay hơi trong quá trình cháy thu nhiệt làm giảm nhiệt trị của nhiên liệu. Vì vậy, giới hạn nước trong nhiên liệu được quy định không quá 1% trọng lượng đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp. Trong thực tế, động cơ sử dụng nhiên liệu diesel nặng thường trang bị hệ thống hâm nóng kết hợp tách nước và tạp chất cơ học. Còn đối với nhiên liệu cho động cơ cao tốc không cho phép có nước.

3.1.2.3 Tính chất hoá học của nhiên liệu lỏng

a. Nhiệt trị

Nhiệt trị là nhiệt lượng thu được khi đốt cháy hoàn toàn 1 đơn vị đo lường nhiên liệu. Trong tính toán, người ta phân biệt hai loại nhiệt trị là nhiệt trị cao và nhiệt trị thấp.

Nhiệt trị cao Q_0 là toàn bộ nhiệt lượng thu được, còn nhiệt trị thấp Q_H là nhiệt lượng cao trừ đi phần nhiệt lượng toả ra khi ngưng tụ hơi nước trong sản phẩm cháy. Trong tính toán thường sử dụng nhiệt trị thấp Q_H vì nhiệt độ khí thải thường lớn hơn nhiều so với nhiệt độ ngưng tụ hơi nước ở cùng áp suất. Nhiệt trị thường cho trong các tài liệu về nhiên liệu. Đối với nhiên liệu diesel, trong tính toán có thể lấy $Q_H = 42,5 \text{ MJ/kg}$; còn đối với xăng $Q_H = 44 \text{ MJ/kg}$.

b. Cặn cacbon

Cặn cacbon là lượng cặn còn lại sau khi cho bay hơi và nhiệt phân nhiên liệu. Cặn cacbon bám lên thành buồng cháy khi bong ra gây mài mòn xecmăng, piston, xy lanh, xupáp, để xupáp, làm rối cánh tuốcbin và làm cho khí thải có màu đen.

Hàm lượng cặn cacbon trong nhiên liệu cho phép không vượt quá $0,03 \div 0,1\%$ cho động cơ cao tốc và không quá $3 \div 4\%$ đối với động cơ tốc độ thấp.

c. Thành phần lưu huỳnh và tạp chất

Lưu huỳnh có trong nhiên liệu ở dạng tạp chất còn lại khi chưng cất dầu mỏ. Lưu huỳnh khi cháy tạo thành SO_2 , một phần SO_2 bị oxy hóa tiếp thành SO_3 sẽ kết hợp với hơi nước (cũng tạo thành khi cháy nhiên liệu) tạo thành axit H_2SO_4 dù với một lượng rất nhỏ cũng gây ăn mòn các chi tiết của động cơ, tạo cặn và làm biến chất dầu bôi trơn. Thành phần lưu huỳnh là một thông số chủ yếu đánh giá chất lượng nhiên liệu. Hiện tại, các nước châu Âu giới hạn tạp chất lưu huỳnh không quá $10 \div 50$ ppm (trọng lượng). Từ 1/1/2007 giới hạn lưu huỳnh ở Việt Nam theo tiêu chuẩn TCVN 5689 : 2005 là 500 ppm đối với nhiên liệu diesel nhẹ và 2500 ppm với diesel nặng. Còn đối với xăng RON 90, 92 và 95 theo TCVN 6776 : 2005, giới hạn lưu huỳnh là 500 ppm. Trong tương lai, giới hạn này sẽ càng ngặt nghèo hơn để đáp ứng yêu cầu hội nhập với thế giới.

d. Độ axit

Độ axit của nhiên liệu được biểu thị bằng số mg hydroxyt kali KOH cần thiết để trung hoà lượng axit có trong 1 g nhiên liệu. Độ axit càng cao càng gây mòn các chi tiết như xecmăng- xylanh, xupáp và đế xupáp... và làm tăng kết muội than. Đối với nhiên liệu diesel, độ axit không được vượt quá 10 mg KOH.

e. Thành phần tro

Thành phần tro là tỷ lệ (khối lượng) của tro (Ash) còn lại sau khi đốt nhiên liệu. Các chất tạo tro gồm các hạt rắn và các xà phòng kim loại tan. Nhiên liệu có nhiều chất tạo tro gây sinh mài mòn các chi tiết của hệ thống nhiên liệu (bơm, vòi phun) và trong buồng cháy (piston, xylanh, xecmăng), ngoài ra còn tạo cặn trong động cơ. Giới hạn đối với nhiên liệu động cơ tốc độ thấp là 0,08%, còn đối với động cơ cao tốc là 0,02%.

3.1.3 Đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel

Trong số các thông số vật lý có nhiệt độ tự cháy phản ánh nói lên tính tự cháy của nhiên liệu diesel. Tuy nhiên, nhiệt độ tự cháy xác định như trên chưa nêu lên bản chất của quá trình tự cháy trong động cơ diesel, đó là quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu-không khí trong buồng cháy động cơ tự cháy do nén. Vì thế, người ta còn sử dụng những thông số đặc trưng cho tính tự cháy của nhiên liệu diesel sau đây.

a. Trị số xetan

Để đi đến khái niệm trị số xetan (Cetane Number - CN), trước hết ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là *tỷ số nén tới hạn* ϵ_{th} . Đó là tỷ số nén của một động cơ có kết cấu đặc biệt (có thể thay đổi được tỷ số nén) dùng làm động cơ thí nghiệm, làm việc ở một chế độ nhất định và có góc phun sớm 13° trước điểm chết trên (ĐCT), khi đó hỗn hợp nhiên liệu - không khí bốc cháy đúng tại ĐCT.

Động cơ thử nghiệm thường là động cơ diesel một xylanh. Có nhiều loại động cơ thử nghiệm nhưng động cơ của Hội đồng phối hợp nghiên cứu nhiên liệu Mỹ (Coordinating Fuel Research Committee, USA) được gọi là CFR Motor được dùng khá phổ biến với các thông số và chế độ làm việc cho trong bảng 3-2. Ngoài ra, trên thế giới

còn có động cơ thử nghiệm khác như BASF (Đức) và IT9 (Nga). Rõ ràng là ϵ_{th} càng nhỏ thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

Trị số xetan Xe của nhiên liệu là phần trăm thể tích của xetan $C_{16}H_{34}$ mạch thẳng trong hỗn hợp với α -metylnaphtalin $\alpha-C_{10}H_7CH_3$, hình 3-8, hỗn hợp này có tỷ số nén tới hạn ϵ_{th} giống như ϵ_{th} của nhiên liệu.

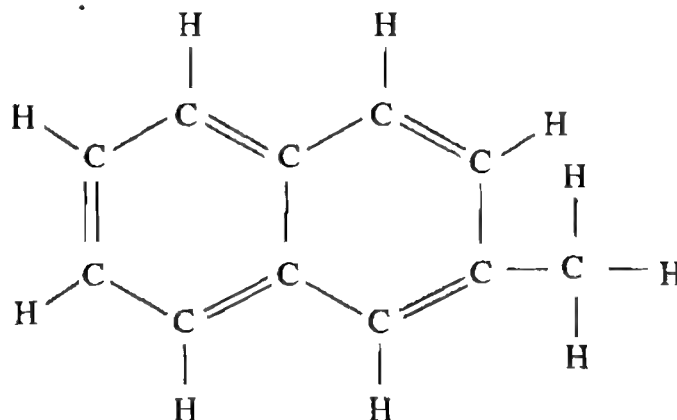
Bảng 3-2. Các thông số của động cơ diesel CFR để xác định trị số xetan [7]

Tỷ số nén	7- 28
Tốc độ vòng quay	900 ± 9 (vg/ph)
Lưu lượng nhiên liệu tiêu thụ	13 ± 2 (ml/ph)
Góc phun sớm	13° TK (độ trục khuỷu) trước ĐCT
Thời điểm bốc cháy	ĐCT
Góc cháy trễ	13° TK

Theo định nghĩa trên, xetan $C_{16}H_{34}$ có Xe = 100, còn α -metylnaphtalin có Xe = 0. Nhiên liệu diesel dùng trong thực tế có Xe = 35 ÷ 55. Trị số Xe càng lớn thì tính tự cháy của nhiên liệu càng cao.

b. Chỉ số xetan

Việc xác định trị số xetan Xe bằng động cơ thử nghiệm như trên tốn rất nhiều thời gian và chi phí, vì thế người ta còn sử dụng phương pháp tính toán chỉ số xetan (Cetane Index - CI) trên cơ sở các công thức thực nghiệm đã



Hình 3-8. Cấu trúc phân tử α -metylnaphtalin
 $\alpha-C_{10}H_7CH_3$

được cụ thể hóa thành tiêu chuẩn ASTM-D976. Để thuận tiện trong sử dụng, từ công thức này người ta đã tính toán và đưa ra đường đặc tính để có thể tra ra trị số xetan Xe. Tuy nhiên, phương pháp này không thay thế được phương pháp đo trực tiếp bằng động cơ mà chỉ được dùng để dự đoán giá trị Xe với độ chính xác chấp nhận được nếu áp dụng cho các nhiên liệu phù hợp (đây là nhược điểm chung của phương pháp dùng công thức kinh nghiệm). Dưới đây trình bày hai công thức làm ví dụ [8, 9].

Công thức 1:

$$CI = -420,34 + 0,016 G^2 + 0,192 G \log M + 65,01 (\log M)^2 - 0,0001809 M^2$$

trong đó:

G: tỷ trọng (API Gravity, được xác định theo ASTM-D.287 hoặc D.1298);

M: nhiệt độ sôi trung bình của nhiên liệu ($^{\circ}\text{F}$).

Công thức 2:

$$\text{CI} = 454,74 - 1641,416 D + 774,74 D^2 - 0,554 B + 97,803 (\log B)^2$$

trong đó:

D: khối lượng riêng của nhiên liệu ở 15°C (g/ml);

B: điểm chưng cất 50% ($^{\circ}\text{C}$).

c. Chỉ số diesel

Chỉ số diesel (Diesel Index) D cũng là một đại lượng qui ước được xác định trong phòng thí nghiệm hóa theo công thức thực nghiệm sau [1]:

$$D = \frac{1}{100\gamma} (141,5 - 131,5\gamma)(1,8A + 32) \quad (3-2)$$

trong đó:

γ là khối lượng riêng (g/cm³) của nhiên liệu ở 15°C ;

A là điểm anilin của nhiên liệu. Đó là nhiệt độ kết tủa ($^{\circ}\text{C}$) của hỗn hợp nhiên liệu cần thí nghiệm và anilin ($\text{C}_6\text{H}_5\text{NH}_2$) có tỷ lệ thể tích 1:1.

Nhiên liệu có D càng lớn thì tính tự cháy càng cao. Xác định chỉ số D theo (3-2) tương đối đơn giản nhưng độ chính xác của D khi dùng để đánh giá tính tự cháy của nhiên liệu diesel không cao.

3.1.4 Đánh giá tính chống kích nổ của nhiên liệu xăng

Tính chống kích nổ biểu thị khả năng giữ cho nhiên liệu không tự cháy trước khi màng lửa từ bugi lan tràn tới. Ta sẽ xét kỹ hiện tượng kích nổ ở chương 4. Tính chống kích nổ là một trong những chỉ tiêu chất lượng quan trọng của xăng và được đánh giá thông qua *trị số octan O* (Octane Number - ON).

Tương tự như đối với trị số xetan, để đi đến khái niệm trị số octan, ta sử dụng một đại lượng trung gian gọi là *tỷ số nén có lợi* ϵ_{cl} . Người ta sử dụng một động cơ thử nghiệm là động cơ xăng một xy lanh (CFR Motor, xem 3.1.3) có thể thay đổi tỷ số nén. Trong quá trình thử nghiệm, tỷ số nén được điều chỉnh tăng dần cho đến khi xuất hiện kích nổ. Giá trị của tỷ số nén ứng với kích nổ được gọi là *tỷ số nén có lợi* ϵ_{cl} . Như vậy, ϵ_{cl} là tỷ số nén lớn nhất cho phép về mặt kích nổ. Rõ ràng là ϵ_{cl} càng lớn thì tính chống kích nổ của nhiên liệu càng cao.

Trị số octan O của nhiên liệu là phần trăm thể tích của isooctan C_8H_{18} mạch nhánh, hình 3-2, trong hỗn hợp với heptan C_7H_{16} mạch thẳng, hỗn hợp này có tỷ số nén có lợi bằng với tỷ số nén có lợi của nhiên liệu.

Trong thực tế người ta dùng nhiều trị số octan khác nhau. Hai loại dùng phổ biến hơn cả được trình bày dưới đây.

- *Trị số octan nghiên cứu* (Research Octane Number - RON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ thấp, động cơ làm việc không nặng nhọc (tải nhỏ).
- *Trị số octan động cơ* (Motor Octane Number - MON) ứng với chế độ thử nghiệm tốc độ cao, động cơ làm việc nặng nhọc hơn (tải lớn).

Các thông số làm việc của động cơ thử nghiệm để xác định RON và MON được nêu trong bảng 3-3.

Bảng 3-3. Các thông số của động cơ CFR để xác định trị số octan [7]

<i>Thông số</i>	<i>Phương pháp nghiên cứu (xác định RON)</i>	<i>Phương pháp động cơ (xác định MON)</i>
Tốc độ vòng quay	600 ± 6 (vg/ph)	900 ± 9 (vg/ph)
Tỷ số nén	$4 \div 10$	$4 \div 10$
Góc đánh lửa sớm/ứng với tỷ số nén	Không đổi 13°TK (độ trục khuỷu)	$26 (^{\circ}\text{TK})/5,00$ $24 (^{\circ}\text{TK})/5,41$ $22 (^{\circ}\text{TK})/5,91$ $20 (^{\circ}\text{TK})/6,54$ $18 (^{\circ}\text{TK})/7,36$ $16 (^{\circ}\text{TK})/8,45$ $14 (^{\circ}\text{TK})/10$ (Điều chỉnh tự động)
Nhiệt độ không khí nạp	$25 (^{\circ}\text{C})$	$52 (^{\circ}\text{C})$
Nhiệt độ sấy nóng hòa khí	$149 (^{\circ}\text{C})$	Không sấy nóng
Nhiệt độ làm mát	$100 (^{\circ}\text{C})$	
Nhiệt độ dầu bôi trơn	$57 (^{\circ}\text{C})$	
Khe hở bugi	$0,508$ (mm) (0,02 inch)	
Hệ số dư lượng không khí λ	Điều chỉnh sao cho kích nổ mạnh nhất	
Độ chính xác trị số O	± 1	

Nói chung, MON thường nhỏ hơn RON. Hiệu số RON - MON được gọi là độ nhạy của nhiên liệu FS (Fuel Sensitive). Xăng tốt có FS không được vượt quá 10, trong thực tế thường nằm trong khoảng $8 \div 10$.

Theo định nghĩa trị số octan trình bày ở trên thì isooctan có RON = 100 và heptan có RON = 0. Các loại xăng thông dụng hiện nay có RON = $80 \div 100$. Nhiên liệu cho động cơ cường hoá, ví dụ như xe đua chẳng hạn, có thể có RON > 100. Bảng 3-4 cho trị số octan của một số loại hydrocarbon có trong thành phần chính của xăng và diesel.

Bảng 3-4. Trị số octan RON của một số loại hydrocacbon [7]

Chủng loại		No	Chưa no
Hydrocacbon mạch hở	Mạch thẳng	Heptan C_7H_{16} : 0	Hecxylen C_6H_{12} : 76
	Mạch nhánh	Isooctan C_8H_{18} : 100	Điisobuten C_8H_{16} : 106
Hydrocacbon mạch kín		Xyclohecxan C_6H_{12} : 83	Benzen C_6H_6 : 100

Để tăng tính chống kích nổ của xăng, trước kia người ta thường pha vào xăng các chất phụ gia chứa chì như tetrametyl chì $Pb(CH_3)_4$ (từ 1921) và tetraetyl chì $Pb(C_2H_5)_4$ (từ 1960). Trong sản phẩm cháy của xăng pha chì có các hợp chất chứa chì ở dạng hạt rắn rất nhỏ, tuy có tác dụng rà khít xupáp với đế xupáp nhưng cũng gây mài mòn các chi tiết của động cơ, đồng thời gây tác hại đối với môi trường và sức khoẻ con người. Để giảm ảnh hưởng mài mòn các chi tiết của động cơ, người ta pha vào xăng các hợp chất vô cơ của nhóm halogen (như clo và brom). Các hợp chất này có tác dụng làm giảm nhiệt độ sôi của oxyt chì. Sau phản ứng cháy, các hợp chất của nhóm halogen với chì sẽ được thải ra khỏi buồng cháy ở dạng khí. Do những tác hại nêu trên, phụ gia chứa chì ngày càng ít được sử dụng mà thay thế bằng các hợp chất hữu cơ chứa oxy như ethanol, methanol, methyl tertiary butyl ether (MTBE), tertiary butyl alcohol (TBA) hay ethyl tertiary butyl ether (ETBE)...

Đối với xăng có RON > 100, người ta dùng hỗn hợp giữa isooctan và tetraetyl chì $Pb(C_2H_5)_4$ làm hỗn hợp so sánh khi thử nghiệm xác định số octan.

Nhiều nước đã thực hiện thành công cấm hoàn toàn xăng pha chì như Mỹ, Nhật, Canada, Áo, Thụy Điển, Braxin, Columbia, Costarica, Hondurat, Thái Lan... Với sự giúp đỡ của Ngân hàng Thế giới và quyết tâm của Chính phủ, chúng ta đã chính thức sử dụng xăng không chì từ 1/7/2001. Như vậy, xăng pha chì đã bị loại bỏ hoàn toàn, trừ trong lĩnh vực khí tải quân sự phục vụ sẵn sàng chiến đấu.

Hiện nay ở Việt Nam đang sử dụng ba loại xăng không chì theo TCVN 6776 : 2005 là RON 90, 92 và 95. Ba loại xăng này có chỉ số ốc tan tối thiểu RON lần lượt là 90, 92 và 95; MON tối thiểu là 79, 81 và 84; hàm lượng chì khoảng tối đa là 0,013 g/l.

Rõ ràng là đối với mỗi loại nhiên liệu cụ thể nếu tính tự cháy càng cao thì tính chống kích nổ càng kém và ngược lại. Quan hệ này được thể hiện qua công thức kinh nghiệm sau đây:

$$O = 120 - 2 X_e$$

3.2 Phản ứng cháy của nhiên liệu và sản vật cháy

Quá trình cháy của hỗn hợp nhiên liệu- không khí diễn ra trong buồng cháy bao gồm hàng loạt các phản ứng hoá học với các sản phẩm trung gian nối tiếp nhau rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta chỉ xét phản ứng cháy của cacbon và hydro trong nhiên liệu tạo ra sản phẩm cháy cuối cùng cho hai trường hợp là cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn.

3.2.1 Nhiên liệu cháy hoàn toàn

Nhiên liệu được coi là cháy hoàn toàn khi đủ và thừa không khí để cháy hết lượng cacbon và hydro trong thành phần của nó, tạo thành cacbonic và nước.

3.2.1.1 Phản ứng cháy và lượng không khí cần thiết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu

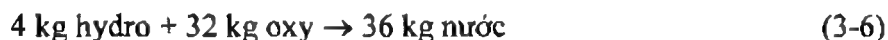
Cacbon và hydro trong nhiên liệu phản ứng cháy hoàn toàn với oxy theo các phản ứng sau:



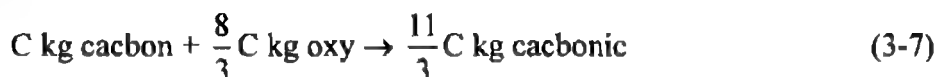
Để tính lượng không khí cần thiết đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu (nl), ta sử dụng (3-3) và (3-4) cho hai trường hợp là L_o (kg/kgnl) và M_o (kmol/kgnl).

• L_o

Từ các phương trình (3-3) và (3-4), ta có thể viết:



Theo công thức (3-1), trong 1 kg nhiên liệu có C kg cacbon, H kg hydro và O kg oxy. Các quan hệ (3-5) và (3-6) tính cho C kg cacbon và H kg hydro sẽ có dạng:



Lượng oxy cần thiết O_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng oxy của (3-7) và (3-8) trừ đi lượng oxy có sẵn trong nhiên liệu O.

$$O_o = \frac{8}{3} C + 8H - O \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-9)$$

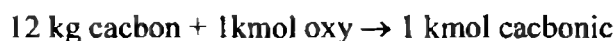
Trong không khí có thể coi khối lượng oxy chiếm 23% tức là thành phần khối lượng $m_{O_2} = 0,23$. Do đó lượng không khí cần thiết L_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là:

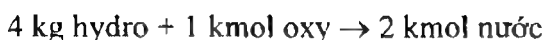
$$L_o = \frac{O_o}{m_{O_2}} = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ (kg/kgnl)} \quad (3-10)$$

Đối với xăng nói chung (với C, H, O cụ thể) có thể lấy giá trị của L_o vào khoảng 14,3 kg/kgnl.

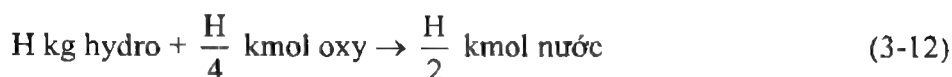
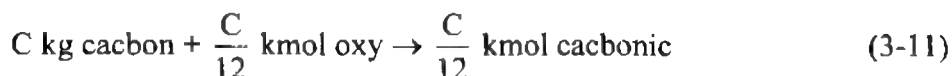
• M_o

Để tính M_o ta có thể sử dụng hai phương pháp. Theo *phương pháp thứ nhất*, ta cũng xuất phát từ các phương trình (3-3) và (3-4).





Tương tự tính cho C kg cacbon và H kg hydro:



Tương tự như trên, lượng oxy cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là tổng lượng oxy của (3-11) và (3-12) trừ đi lượng oxy có sẵn trong nhiên liệu với lưu ý rằng phân tử lượng của oxy là 32.

$$O_o = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-13)$$

Thành phần thể tích của oxy trong không khí r_{O_2} có thể lấy bằng 0,21. Do đó lượng không khí cần thiết M_o để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu sẽ là:

$$M_o = \frac{O_o}{r_{O_2}} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-14)$$

Theo phương pháp thứ hai, sử dụng (3-9) để tính O_o theo kmol/kgnl bằng cách chia vế phải của nó cho 32 là phân tử lượng của oxy, ta lại được (3-13):

$$O_o = \frac{1}{32} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \text{ (kmol/kgnl)}$$

Tiếp theo, tương tự như trên ta tính được M_o theo (3-14).

3.2.1.2 Hệ số dư lượng không khí

Tỷ lệ giữa lượng không khí thực tế nạp vào động cơ và lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn cùng một lượng nhiên liệu là một đại lượng đặc trưng cho mức độ đậm nhạt của hòa khí, gọi là hệ số dư lượng không khí λ .

$$\lambda = \frac{L}{L_o} = \frac{M}{M_o}$$

L (kg/kgnl) và M (kmol/kgnl) là lượng không khí thực tế nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu còn L_o và M_o là lượng không khí lý thuyết để đốt cháy hoàn toàn 1 kg nhiên liệu được xác định theo (3-10) và (3-14).

Với định nghĩa hệ số dư lượng không khí λ như trên ta có thể nói: khi $\lambda \geq 1$ tức là đủ và thừa không khí thì nhiên liệu cháy hoàn toàn, còn khi $\lambda < 1$ tức là thiếu không khí thì nhiên liệu cháy không hoàn toàn.

3.2.1.3 Lượng khí nạp mới

Lượng khí nạp mới M_1 là số kmol môi chất nạp vào động cơ ứng với 1 kg nhiên liệu.

Đa số động cơ xăng hiện nay tạo hòa khí từ bên ngoài xy lanh động cơ (trừ động cơ phun xăng trực tiếp, xem chương VII) nên khí nạp mới bao gồm không khí và nhiên liệu:

$$M_1 = M + \frac{1}{\mu_{n1}} = \lambda M_o + \frac{1}{\mu_{n1}} \quad (3-15)$$

với μ_{n1} là phân tử lượng của xăng, có thể lấy bằng 114 kg/kmol.

Đối với động cơ diesel, khí nạp mới chỉ có không khí nên:

$$M_1 = M = \lambda M_o \quad (3-16)$$

3.2.1.4 Sản vật cháy

Sản vật cháy M_2 của quá trình cháy hoàn toàn nhiên liệu bao gồm cacbonic CO_2 , hơi nước H_2O , oxy thừa O_2 và nitơ N_2 . Một cách gần đúng, có thể coi không khí chỉ bao gồm oxy và nitơ (coi là khí trơ), do đó thành phần thể tích của nitơ $r_{N_2} = 0,79$. Xét cho 1 kg nhiên liệu, ta có:

$$\text{từ (3-11)} \quad M_{CO_2} = \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)}$$

$$\text{từ (3-12)} \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} \text{ (kmol/kgnl)}$$

$$\text{lượng oxy thừa} \quad M_{O_2} = 0,21(M - M_o) = 0,21(\lambda - 1)M_o$$

$$\text{và lượng nitơ} \quad M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_o$$

Lượng sản vật cháy M_2 sẽ là tổng các thành phần cấu thành:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21(\lambda - 1)M_o + 0,79\lambda M_o \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + \lambda M_o - 0,21M_o \end{aligned} \quad (3-17)$$

Thay $0,21M_o$ từ (3-14) vào (3-17) và rút gọn ta được:

$$M_2 = \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-18)$$

3.2.2 Nhiên liệu cháy không hoàn toàn

Khi không đủ không khí ($\lambda < 1$) nhiên liệu sẽ cháy không hoàn toàn. Do cháy thiếu oxy, một phần cacbon cháy tạo thành CO_2 và phần còn lại cháy tạo thành CO . Tương tự, một phần hydro cháy tạo thành hơi nước, phần còn lại ở dạng khí hydro H_2 . Sản phẩm cháy khi đó gồm các thành phần sau: cacbonic CO_2 , monoxit cacbon CO , hơi nước H_2O , hydro H_2 và nitơ N_2 .

Thí nghiệm phân tích khí thải động cơ chỉ ra rằng: tỷ lệ thành phần H_2 và CO chỉ phụ thuộc loại nhiên liệu (phụ thuộc tỷ lệ $\frac{H}{C}$) mà không phụ thuộc vào λ nên có thể đặt bằng một hằng số k:

$$k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const} \quad (3-19)$$

Ví dụ, khi $\frac{H}{C} = 0,17 \div 0,19$ thì $k = 0,45 \div 0,5$; còn khi $\frac{H}{C} = 0,13$ thì $k = 0,3$.

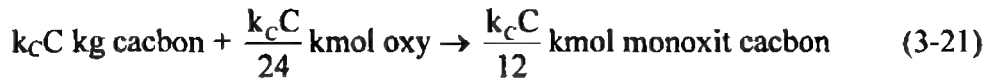
Để tính toán các thành phần trong sản vật cháy, ta sử dụng thêm phương trình phản ứng cháy không hoàn toàn của cacbon sau đây:



Gọi k_C là tỷ lệ cacbon cháy tạo thành CO. Vậy lượng cacbon (tính cho 1 kg nl) cháy tạo thành CO là $k_C C$, phần còn lại $(1 - k_C)C$ cháy tạo thành CO_2 .

Để tính M_{CO} ta dựa vào (3-20) thiết lập quan hệ:

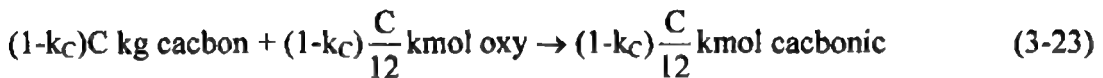
24 kg cacbon + 1 kmol oxy \rightarrow 2 kmol monoxit cacbon



Như vậy:

$$M_{CO} = \frac{k_C C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-22)$$

Để tính M_{CO_2} ta phải dựa vào (3-11) với chú ý thay C bằng $(1 - k_C)C$, ta có:



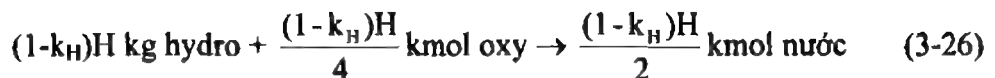
Như vậy

$$M_{CO_2} = (1 - k_C) \frac{C}{12} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-24)$$

Gọi k_H là tỷ lệ hydro không cháy và do đó tồn tại ở dạng khí. Lượng hydro không cháy sẽ là $k_H H$ (kg/kgnl). Với chú ý rằng phân tử lượng của hydro bằng 2, ta có:

$$M_{H_2} = \frac{k_H H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-25)$$

Phần hydro còn lại $(1 - k_H)H$ (kg/kgnl) cháy tạo thành H_2O . Để tính M_{H_2O} ta dựa vào (3-12) với chú ý thay H bằng $(1 - k_H)H$:



Như vậy:

$$M_{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{2} \text{ (kmol/kgnl)} \quad (3-27)$$

Thành phần nitơ:

$$M_{N_2} = 0,79M = 0,79\lambda M_o$$

Tổng sản vật cháy M_2 sẽ là:

$$\begin{aligned} M_2 &= \sum M_i = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o \end{aligned} \quad (3-28)$$

Để có thể tính toán từng thành phần cụ thể, không phụ thuộc vào các tỷ lệ k_C và k_H ta thiết lập hệ phương trình sau:

Từ (3-22) và (3-24) ta được:

$$M_{CO_2} + M_{CO} = \frac{C}{12} \quad (3-29)$$

Từ (3-25) và (3-27) ta được:

$$M_{H_2} + M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (3-30)$$

Các phương trình (3-29), (3-30) cùng với (3-19) ($k = \frac{M_{H_2}}{M_{CO}} = \text{const}$) tạo thành một hệ 3 phương trình với 4 ẩn số là M_{CO_2} , M_{CO} , M_{H_2} , M_{H_2O} . Để tìm các thành phần này, ta phải thiết lập thêm một phương trình độc lập xuất phát từ điều kiện tổng lượng oxy cho các phản ứng cháy tạo thành CO_2 , CO và H_2O bằng tổng lượng oxy do không khí và nhiên liệu cung cấp.

$$M_{O_2}^{CO_2} + M_{O_2}^{CO} + M_{O_2}^{H_2O} = 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} \quad (3-31)$$

Từ (3-23) ta có thể viết:

$$M_{O_2}^{CO_2} = \frac{(1 - k_C)C}{12} = M_{CO_2} \quad (3-32)$$

Tương tự, từ (3-21)

$$M_{O_2}^{CO} = \frac{k_C C}{24} = \frac{M_{CO}}{2} \quad (3-33)$$

và từ (3-26) ta có:

$$M_{O_2}^{H_2O} = \frac{(1 - k_H)H}{4} = \frac{M_{H_2O}}{2} \quad (3-34)$$

Thay (3-32), (3-33) và (3-34) vào (3-31) ta được:

$$M_{\text{CO}_2} + \frac{M_{\text{CO}}}{2} + \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{2} = 0,21\lambda M_0 + \frac{O}{32} \quad (3-35)$$

Giải hệ phương trình (3-19), (3-29), (3-30) và (3-35) ta được:

$$\begin{aligned} M_{\text{CO}} &= 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{CO}_2} &= \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{H}_2} &= 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= \frac{H}{2} - 0,42k \frac{1-\lambda}{1+k} M_0 \end{aligned} \quad (3-36)$$

Kết thúc phần tính toán sản vật cháy cho cả hai trường hợp cháy hoàn toàn và cháy không hoàn toàn chúng ta cần lưu ý một số điểm sau đây.

Thứ nhất, các phản ứng cháy đã được đơn giản hoá là các phản ứng oxy hoá thông thường và chỉ xét đến sản phẩm cuối cùng, không qua các phản ứng trung gian theo lý thuyết động học phản ứng. Ngoài ra, phản ứng của nitơ với oxy trong điều kiện nhiệt độ cao cũng không được xét đến. Trong thực tế, khí thải của động cơ xăng và diesel đều chứa oxit nitơ NO_x là một trong những thành phần độc hại cần phải khống chế. Vấn đề này sẽ được khảo sát trong chuyên đề Khí thải động cơ và vấn đề ô nhiễm môi trường.

Thứ hai, các phản ứng oxy hoá chỉ xảy ra trong một giới hạn nhất định của hệ số dư lượng không khí λ gọi là giới hạn cháy. Giới hạn trên của λ_{max} là giá trị mà ngoài giới hạn này hòa khí quá nhạt không cháy được. Đối với nhiên liệu xăng λ_{max} nằm trong khoảng $1,2 \div 1,6$ còn đối với nhiên liệu diesel λ_{max} có thể lớn hơn 10. Giới hạn dưới λ_{min} là giá trị mà dưới đó hòa khí quá đậm (quá thiếu oxy) nên không thể cháy được. Trong tính toán khi cháy không hoàn toàn ($\lambda < 1$) ứng với trường hợp động cơ xăng, người ta coi λ_{min} là giá trị mà tại đó toàn bộ cacbon trong nhiên liệu chỉ cháy tạo thành CO. Nói cách khác, $M_{\text{CO}_2} = 0$. Từ (3-36):

$$M_{\text{CO}_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\lambda_{\text{min}}}{1+k} M_0 = 0$$

ta rút ra:

$$\lambda_{\text{min}} = 1 - \frac{C}{12} \cdot \frac{1+k}{0,42M_0}$$

Ví dụ, với xăng có $C = 0,855$; $H = 0,145$ ($O = 0$) và $k = 0,5$ thì $\lambda_{\text{min}} \approx 0,5$.

3.2.3 Thay đổi thể tích khi cháy

Lượng sản phẩm cháy là M_2 nói chung khác với lượng khí nạp mới M_1 . Do đó có thể kết luận rằng môi chất có sự thay đổi thể tích khi cháy. Sau đây ta sẽ xét một cách cụ thể.

3.2.3.1 Lượng biến đổi phân tử

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

a. Cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$)

Xét hai trường hợp:

• Xăng

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-15):

$$\begin{aligned} M_2 - M_1 &= \lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ \Delta M &= \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned} \quad (3-37)$$

• Diesel

M_2 tính theo (3-18) còn M_1 theo (3-16)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad (3-38)$$

b. Cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$)

Trường hợp này chỉ có ở động cơ xăng vì λ của động cơ diesel luôn lớn hơn 1 (xem phần quá trình cháy, mục 4.3). M_2 tính theo (3-28) còn M_1 theo (3-15).

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\lambda M_o - \lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Ta thêm vào và bớt đi $\frac{O}{32}$ rồi biến đổi:

$$\begin{aligned} \Delta M &= \frac{C}{12} + \frac{H}{2} - 0,21\lambda M_o - \frac{1}{\mu_{nl}} + \frac{O}{32} - \frac{O}{32} \\ &= \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} + \frac{H}{4} - 0,21\lambda M_o + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \end{aligned}$$

Từ (3-14) ta có:

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} = 0,21M_o$$

Vậy cuối cùng ta có:

$$\begin{aligned}\Delta M &= 0,21M_o - 0,21\lambda M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}} \\ &= 0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}\end{aligned}\quad (3-39)$$

3.2.3.2 Hệ số biến đổi phân tử lý thuyết

Người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử lý thuyết đặc trưng cho mức độ thay đổi thể tích tương đối khi cháy như sau:

$$\beta_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_1 + \Delta M}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1}$$

Để tính β_o ta phân biệt các trường hợp cụ thể.

a. Xăng

Đối với xăng, ta phân biệt hai trường hợp sau:

• Cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$)

ΔM tính theo (3-37) còn M_1 theo (3-16)

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}}$$

• Cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$)

ΔM tính theo (3-39) còn M_1 theo (3-16)

$$\beta_o = 1 + \frac{0,21(1 - \lambda)M_o + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_{nl}}}{\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{nl}}}$$

b. Diesel

ΔM lấy từ (3-38) còn M_1 theo (3-16):

$$\beta_o = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\lambda M_o}$$

3.2.3.3 Hệ số biến đổi phân tử thực tế

Thực tế trong động cơ trước và sau quá trình cháy luôn có một lượng khí sót M_r trong thành phần của môi chất công tác. Vì vậy, để tính đến sự thay đổi thể tích diễn ra trong động cơ có kể đến vai trò của khí sót, người ta định nghĩa hệ số biến đổi phân tử thực tế như sau:

$$\beta = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} \quad (3-40)$$

Chia tử và mẫu số của (3-40) cho M_1 và gọi:

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (3-41)$$

là hệ số khí sót, ta được:

$$\beta = \frac{\beta_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Trong quá trình cháy, tính đến thời điểm khi tỷ lệ nhiên liệu cháy cháy hết là x (-) thì hệ số biến đổi phân tử lúc đó được gọi là hệ số biến đổi phân tử tức thời β_x . Giả thiết gần đúng rằng, lượng biến đổi phân tử tức thời tỷ lệ với lượng nhiên liệu đã cháy, ta có thể viết:

$$\beta_x = \frac{M_1 + M_r + x\Delta M}{M_1 + M_r} = 1 + \frac{x(M_2 - M_1)}{M_1 + M_r} = 1 + x \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r} \quad (3-42)$$

Sau khi tính toán sự thay đổi phân tử của quá trình cháy, ta có thể rút ra một số nhận xét sau đây:

- $\Delta M > 0$ và $\beta_o, \beta, \beta_x > 1$ do đó có thể kết luận rằng khi cháy thể tích tăng dẫn tới có lợi về công.
- Khi cháy hoàn toàn ($\lambda \geq 1$) ΔM chỉ phụ thuộc vào thành phần của nhiên liệu (C, H, O). Còn khi cháy không hoàn toàn ($\lambda_{\min} < \lambda < 1$) ΔM không những phụ thuộc thành phần nhiên liệu mà còn phụ thuộc λ .

3.3 Tỷ nhiệt của môi chất công tác

Tỷ nhiệt của môi chất là một thông số vật lý cần thiết trong tính toán nhiệt động. Vấn đề này đã được đề cập kỹ lưỡng ở trong các giáo trình vật lý hoặc nhiệt kỹ thuật. Sau đây chúng ta chỉ nhắc lại tóm tắt những ý chính cần thiết cho việc tính toán chu trình công tác thực tế của động cơ.

3.3.1 Tỷ nhiệt phụ thuộc nhiệt độ

Tỷ nhiệt của môi chất nói chung phụ thuộc vào nhiệt độ. Một cách gần đúng chúng ta có thể coi đây là quan hệ tuyến tính:

$$C_{\mu VT} = a_v + bT \quad (3-43)$$

với $C_{\mu VT}$ (kJ/kmol.K) là tỷ nhiệt đẳng tích của một kmol, T (K) là nhiệt độ tuyệt đối của môi chất, a_v và b là các hằng số thực nghiệm.

Ví dụ, đối với không khí, N_2 , O_2 , CO là các khí có hai nguyên tử có thể sử dụng công thức [2]:

$$C_{\mu v T} = 19,806 + 0,00419T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-44)$$

Trong tính toán người ta thường sử dụng giá trị tỷ nhiệt trung bình trong khoảng nhiệt độ từ 0 (K) đến nhiệt độ T (K) đang khảo sát:

$$\bar{C}_{\mu v T} = a_v + \frac{b}{2} T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-45)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình được xác định theo công thức sau:

$$\bar{C}_{\mu p T} = \bar{C}_{\mu v T} + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-46)$$

3.3.2 Tỷ nhiệt của khí nạp mới

Khí nạp mới trong động cơ diesel là không khí còn khí nạp mới trong phần lớn động cơ xăng là hỗn hợp xăng - không khí. Nói chung tỷ lệ nhiên liệu trong hỗn hợp rất nhỏ nên có thể bỏ qua khi tính toán tỷ nhiệt. Vì vậy có thể coi tỷ nhiệt của khí nạp mới nói chung cho cả hai loại động cơ là tỷ nhiệt của không khí tính toán theo công thức (3-44).

3.3.3 Tỷ nhiệt của sản vật cháy

Sản vật cháy là một hỗn hợp khí phức tạp. Khi tính toán có thể sử dụng những công thức kinh nghiệm sau [2]:

- $\lambda \geq 1$

$$C''_{\mu v T} = \left(19,867 + \frac{1,634}{\lambda} \right) + \left(427,38 + \frac{184,36}{\lambda} \right) 10^{-5} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

- $0,7 \leq \lambda < 1$

$$C''_{\mu v T} = (17,997 + 3,504\lambda) + (360,34 + 252,4\lambda) 10^{-5} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

3.3.4 Tỷ nhiệt của hỗn hợp công tác

Trong quá trình nén, hỗn hợp công tác gồm khí nạp mới và khí sót. Tỷ nhiệt đẳng tích của hỗn hợp công tác khi đó được tính toán theo công thức sau:

$$C'_{\mu v T} = \sum_{i=1}^n \Gamma_i C_{\mu v T_i}$$

Trong trường hợp này $n = 2$, ta có:

$$C'_{\mu v T} = \frac{M_l}{M_l + M_r} C_{\mu v T} + \frac{M_r}{M_l + M_r} C''_{\mu v T} = \frac{M_l C_{\mu v T} + M_r C''_{\mu v T}}{M_l + M_r} = \frac{C_{\mu v T} + \gamma_r C''_{\mu v T}}{1 + \gamma_r} \quad (3-47)$$

Sau khi thay $C_{\mu v T}$ và $C''_{\mu v T}$ vào (3-47) và rút gọn, ta lại được $C'_{\mu v T}$ có dạng tuyến tính như (3-43):

$$C'_{\mu v T} = a'_v + b'T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

Tỷ nhiệt đẳng tích trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu VT}$ được xác định theo (3-45):

$$\bar{C}'_{\mu VT} = a'_v + \frac{b'}{2} T \text{ (kJ/kmol.K)} \quad (3-48)$$

Tỷ nhiệt đẳng áp trung bình của hỗn hợp $\bar{C}'_{\mu pT}$ được xác định theo (3-46):

$$\bar{C}'_{\mu pT} = a'_v + \frac{b'}{2} T + 8,314 = a'_p + \frac{b'}{2} T \text{ (kJ/kmol.K)}$$

với:

$$a'_p = a'_v + 8,314 \text{ (kJ/kmol.K)}$$

CHƯƠNG IV

CHU TRÌNH THỰC TẾ CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Khác với chu trình lý tưởng, chu trình thực tế của động cơ đốt trong cũng giống như mọi chu trình thực tế của các máy công tác khác là chu trình hở, không thuận nghịch. Cụ thể, chu trình thực tế có quá trình trao đổi khí và do đó có tổn thất khi nạp thải (ví dụ tổn thất áp suất); các quá trình nén và giãn nở không phải đoạn nhiệt mà có tổn thất nhiệt cho môi trường xung quanh; quá trình cháy có tổn thất như cháy không hết và phân giải sản vật cháy... Ngoài ra, môi chất công tác thay đổi trong một chu trình nên tỷ nhiệt của môi chất cũng thay đổi.

Nghiên cứu chu trình thực tế nhằm những mục đích sau:

- Tìm qui luật diễn biến của các quá trình tạo nên chu trình thực tế và xác định những nhân tố ảnh hưởng. Qua đó tìm ra phương hướng nâng cao tính kinh tế và hiệu quả của chu trình.
- Xác lập những phương trình tính toán các thông số của động cơ khi thiết kế và kiểm nghiệm động cơ.

4.1 Quá trình nạp

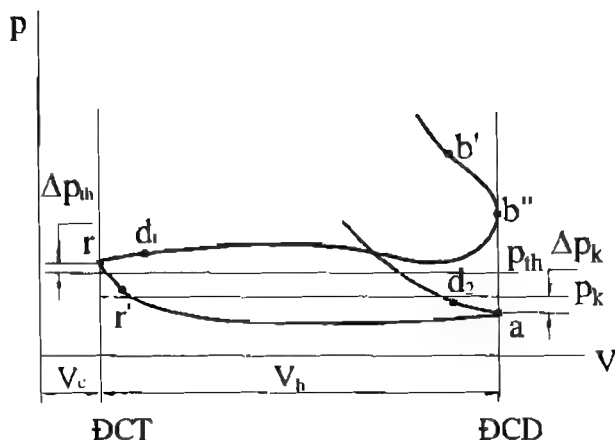
4.1.1 Diễn biến quá trình nạp và hệ số nạp

Quá trình nạp là một bộ phận của quá trình trao đổi khí, tiếp theo quá trình thải và có liên hệ mật thiết với quá trình này. Vì vậy khi nghiên cứu quá trình nạp không thể tách rời khỏi mối liên hệ với quá trình thải. Đối với mỗi loại động cơ khác nhau, quá trình nạp diễn ra với những nét đặc trưng riêng.

4.1.1.1 Động cơ bốn kỳ không tăng áp

Quá trình nạp bắt đầu ngay sau quá trình thải. Tại điểm r , hình 4-1, trong xy lanh chứa đầy khí sót. Khi piston đi xuống, khí sót giãn nở, áp suất trong xy lanh giảm xuống. Xupáp thải đóng muện tại điểm r . Từ thời điểm áp suất trong xy lanh bằng áp suất trước xupáp nạp trở đi, khí nạp mới thực sự đi vào trong xy lanh và hoà trộn với khí sót tạo thành hòa khí công tác. Áp suất trong xy lanh phụ thuộc vào tốc độ của piston, có giá trị nhỏ nhất tại vị trí vận tốc piston cực đại. Tại điểm ĐCD (điểm a), ta có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



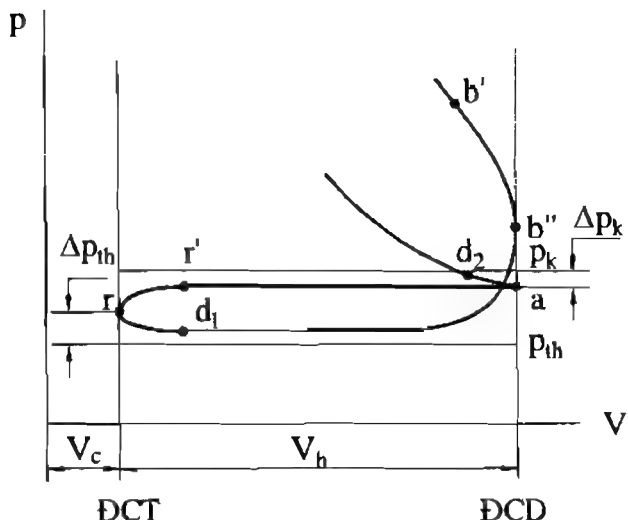
Hình 4-1. Diễn biến quá trình nạp
động cơ bốn kỳ không tăng áp

với Δp_k là tổn thất áp suất nạp. Đối với động cơ không tăng áp, có thể coi gần đúng $p_k \approx p_0$ và $T_k \approx T_0$.

4.1.1.2 Động cơ bốn kỳ tăng áp

Đặc điểm của động cơ tăng áp là áp suất đường nạp lớn hơn áp suất đường thải $p_k > p_{th} > p_0$, hình 4-2. Khi xupáp nạp mở sớm tại điểm d_1 thì khí nạp mới đi ngay vào xy lanh quét khí đã làm việc qua xupáp thải ra đường thải. Từ điểm r' ứng với thời điểm xupáp thải đóng muộn trở đi thì chỉ có quá trình nạp khí nạp mới vào xy lanh. Cũng như ở động cơ bốn kỳ không tăng áp, xupáp nạp đóng muộn tại điểm d_2 . Từ hình 4-2 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$



Hình 4-2. Diễn biến quá trình nạp động cơ bốn kỳ tăng áp

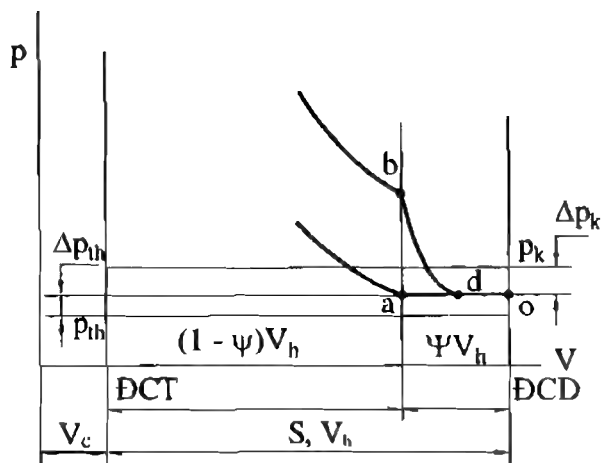
4.1.1.3 Động cơ hai kỳ
Ta trở lại loại động cơ hai kỳ đơn giản nhất quét thải qua cửa, xem hình 1-5. Từ khi piston mở cửa quét tại điểm d cho đến khi đến ĐCD (hình 4-3) khí nạp mới có áp suất cao đi vào xy lanh đồng thời quét khí đã cháy ra cửa thải. Khi piston đổi chiều chuyển động đi từ ĐCD đến DCT, quá trình quét nạp vẫn tiếp tục cho đến khi piston đóng cửa quét tại d. Từ đó cho đến khi piston đóng cửa thải tại a, môi chất trong xy lanh bị đẩy qua cửa thải ra đường thải (giai đoạn lọt khí). Như vậy, quá trình quét (nạp) - thải trong động cơ 2 kỳ so với động cơ 4 kỳ phức tạp hơn nhiều do dùng khí quét khí. Chúng ta sẽ trở lại vấn đề này trong chương VI.

Từ hình 4-3 ta cũng có thể viết:

$$p_a = p_k - \Delta p_k$$

Từ phân tích diễn biến quá trình nạp trong các động cơ khác nhau ta có thể rút ra một vài nhận xét sau:

- Khí nạp mới đi vào trong xy lanh phải khắc phục sức cản lưu động nên có tổn thất áp suất Δp_k .



Hình 4-3. Diễn biến quá trình nạp động cơ hai kỳ

- Trong tất cả các loại động cơ nêu trên không thể quét hết sản vật cháy ra khỏi xy lanh. Nói cách khác, trong xy lanh vẫn còn một lượng khí sót hoà trộn với khí nạp mới.

- Khí nạp mới đi vào xy lanh tiếp xúc với các chi tiết trong buồng cháy và hoà trộn với khí sót có nhiệt độ cao nên được sấy nóng.

Tất cả những điều đó làm cho lượng khí nạp mới trong xy lanh khi kết thúc quá trình nạp thông thường khác so với lượng khí nạp mới lý thuyết có thể chứa trong thể tích xy lanh V_h qui về điều kiện ở đường nạp với nhiệt độ T_k và áp suất p_k . Vì vậy, để đánh giá chất lượng quá trình nạp, người ta đưa ra thông số hệ số nạp η_v được định nghĩa như sau:

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_h} = \frac{M_l}{M_h} = \frac{V_l}{V_h} \quad (4-1)$$

G_l (kg) và M_l (kmol) là lượng khí nạp mới thực tế trong xy lanh khi kết thúc quá trình nạp và V_l là thể tích của lượng khí nạp mới đó qui về điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

G_h (kg) và M_h (kmol) là lượng khí nạp mới lý thuyết chứa trong thể tích V_h trong điều kiện nhiệt độ T_k và áp suất p_k .

Với:

$$G_h = \rho_k V_h$$

Hệ số nạp là một thông số đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp, thông thường nhỏ hơn 1, sẽ được khảo sát kỹ lưỡng ở các phần sau.

Đối với động cơ hai kỳ hệ số nạp tính theo (4-1) là hệ số nạp lý thuyết vì trong động cơ hai kỳ có tồn thất hành trình. Thể tích công tác thực tế không phải là V_h mà là $(1-\psi)V_h$ với ψ là hệ số tồn thất hành trình

$$\psi = \frac{ao}{S} \quad (\text{hình 4-3}) \quad \text{với } S \text{ là hành trình piston.}$$

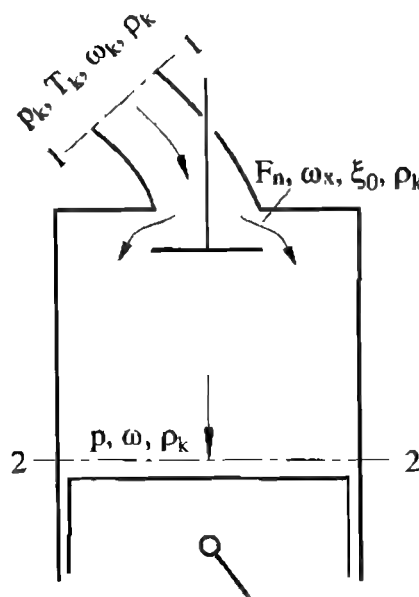
Hệ số nạp thực tế được tính như sau:

$$\eta'_v = \frac{V_l}{V'_h} = \frac{V_l}{(1-\psi)V_h} = \frac{\eta_v}{(1-\psi)}$$

4.1.2 Những thông số cơ bản của quá trình nạp

4.1.2.1 Áp suất cuối quá trình nạp p_a

Áp suất cuối quá trình nạp p_a là một thông số quan trọng để đánh giá chất lượng quá trình nạp. Nếu p_a càng lớn thì lượng khí nạp mới càng nhiều và ngược lại. Để tìm hiểu mối quan hệ giữa p_a với các thông số kết cấu và thông số làm việc của động cơ, ta dựa vào lược đồ tính toán trên hình 4-4 với những giả thiết đơn giản hoá.



Hình 4-4. Lược đồ tính toán áp suất p_a

Trong thực tế, áp suất dọc theo dòng chảy thay đổi ít nên có thể coi khối lượng riêng của môi chất $\rho_k \approx \text{const}$. Phương trình Bernoulli cho dòng chảy giữa mặt cắt 1-1 và 2-2 có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} + \frac{\omega_k^2}{2} = \frac{p}{\rho_k} + \frac{\omega^2}{2} + \xi_0 \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-2)$$

trong đó:

p_k : áp suất đường nạp tại mặt cắt 1-1 sau lọc gió (có thể coi $p_k \approx \text{const}$ vì nơi này giống như một bình ổn áp);

ω_k : vận tốc môi chất tại mặt cắt 1-1, $\omega_k \approx 0$;

ω : vận tốc môi chất tại mặt cắt 2-2;

ω_x : vận tốc môi chất tại họng xupáp;

p : áp suất trong xylanh;

ξ_0 : hệ số tổn thất đường nạp qui dẫn về họng xupáp.

Gọi $\beta = \frac{\omega}{\omega_x}$ là hệ số hãm dòng khí, phương trình (4-2) khi đó có dạng:

$$\frac{p_k}{\rho_k} = \frac{p}{\rho_k} + (\beta^2 + \xi_0) \frac{\omega_x^2}{2} \quad (4-3)$$

Một cách gần đúng có thể coi dòng chuyển động là ổn định, vận tốc của môi chất trong xylanh bằng vận tốc trung bình của piston c_m . Khi đó phương trình liên tục có dạng:

$$F_n \omega_x = F_p c_m = F_p \frac{S n}{30}$$

với F_n là diện tích thông qua của xupáp nạp và F_p là diện tích tiết diện ngang piston. Từ đó rút ra:

$$\omega_x = \frac{F_p S n}{30 F_n} = k \frac{n}{F_n} \quad (4-4)$$

với k là hằng số. Từ (4-3) ta tìm giá trị tổn thất áp suất $\Delta p'_k = p_k - p$ và chú ý đến (4-4):

$$\Delta p'_k = p_k - p = (\beta^2 + \xi_0) \frac{\rho_k}{2} k^2 \frac{n^2}{F_n^2} = k' \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-5)$$

trong đó k' là hệ số.

Dựa vào (4-5) ta có thể phân tích những thông số ảnh hưởng đến tổn thất áp suất quá trình nạp. Dễ dàng nhận thấy rằng khi β , ξ_0 , n giảm và F_n tăng thì $\Delta p'_k$ giảm và ngược lại.

Tại điểm a cuối hành trình nạp $\Delta p'_k = \Delta p_k = p_k - p_a$, khi đó Δp_k cũng có dạng như (4-5):

$$\Delta p_k = p_k - p_a = k_n \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-6)$$

với k_n là hệ số đường nạp phụ thuộc chủ yếu vào thời gian và các thông số kết cấu của cơ cấu phối khí.

Từ (4-6) ta rút ra:

$$p_a = p_k - \Delta p_k = p_k - k_n \frac{n^2}{F_n^2} \quad (4-7)$$

Trong thực tế, muốn tăng p_a ta áp dụng những biện pháp sau:

- Thiết kế đường nạp có hình dạng, kích thước hợp lý và bề mặt ống nạp phải nhẵn để giảm sức cản khí động.

- Chọn tỷ số $\frac{F_n}{F_p}$ thích hợp để β nhỏ nhất có thể.

- Tăng F_n bằng cách tăng đường kính xupáp với những biện pháp sau: giảm S/D tức tăng D và giảm S; tăng số xupáp như dùng 2, thậm chí 3 xupáp nạp nhằm tận dụng tối đa diện tích bố trí xupáp; bố trí xupáp nghiêng so với đường tâm xylanh trong buồng cháy chòm cầu.

Chú ý rằng trong động cơ xăng, hệ số cản toàn bộ của đường nạp ξ_0 còn phụ thuộc rất nhiều vào độ mở của van tiết lưu tức là phụ thuộc tải trọng. Cụ thể, khi tăng tải, van tiết lưu mở to hơn thì sức cản giảm (ξ_0 giảm) và ngược lại.

Tính toán p_a theo (4-7) hoàn toàn không đơn giản vì nhiều thông số rất khó xác định. Vì vậy, trong tính toán người ta thường chọn p_a theo các số liệu kinh nghiệm.

- Động cơ bốn kỳ không tăng áp:

$$p_a = (0,8 \div 0,9)p_k$$

- Động cơ bốn kỳ tăng áp:

$$p_a = (0,9 \div 0,96)p_k$$

- Động cơ hai kỳ quét vòng:

$$p_a = \frac{p_k + p_{th}}{2}$$

- Động cơ hai kỳ quét thẳng:

$$p_a \approx (0,85 \div 1,05)p_k$$

Hiện nay, với công cụ mô hình hoá sử dụng các phần mềm 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) như FLUENT (Mỹ), FIRE (Áo)... có thể tính toán khá chính xác dòng chảy cùng với diễn biến áp suất trong đường nạp và trong xy lanh động cơ (xem mục 4.6.3).

4.1.2.2 Hệ số khí sót γ_r

Hệ số khí sót γ_r đã được định nghĩa bởi công thức (3-41):

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_l}$$

có thể xác định bằng tính toán hay bằng thực nghiệm.

a. Tính toán hệ số khí sót

Lượng sản vật cháy còn lại khi kết thúc quá trình thải của chu trình trước $M_r(p_r, V_r, T_r)$ là khí sót. Xuất phát từ phương trình trạng thái đối với khí sót và biến đổi, ta có:

$$M_r = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} = \frac{p_r V_r}{8314 T_r} \frac{V_c}{V_c} = \frac{p_r V_c}{8314 T_r} \lambda_q \quad (4-8)$$

với $\lambda_q = \frac{V_r}{V_c}$ gọi là hệ số quét buồng cháy.

Đối với động cơ bốn kỳ thì $0 \leq \lambda_q \leq 1$, khi không quét buồng cháy $\lambda_q = 1$ còn khi quét sạch buồng cháy $\lambda_q = 0$. Khi tính toán động cơ có thể chọn $\lambda_q = 1$ cho động cơ không tăng áp và $\lambda_q = 0,9 \div 0,95$ cho động cơ tăng áp.

Trong động cơ hai kỳ thì λ_q thay đổi trong dải rất rộng, giới hạn trên có thể lớn hơn 1.

Thay $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$ vào (4-8), sau đó thay M_r vào công thức định nghĩa γ_r và chú ý đến (4-1) ta có:

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\epsilon - 1)M_l T_r} = \lambda_q \frac{p_r V_h}{8314(\epsilon - 1)\eta_v M_h T_r} \quad (4-9)$$

Công thức (4-9) là công thức tổng quát để xác định γ_r . Tuy nhiên, để tính được γ_r theo (4-9) ta phải biết M_l hay η_v (còn M_h được xác định từ phương trình trạng thái $M_k = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$). Trong phần 4.1.2.5 dưới đây sẽ diễn giải tới công thức (4-18) tính γ_r độc lập với η_v thường được sử dụng khi tính toán chu trình công tác của động cơ bốn kỳ.

b. Xác định hệ số khí sót bằng phân tích khí

Bằng phương pháp phân tích khí (lấy mẫu rồi phân tích, xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường) có thể xác định thành phần của CO_2 của môi chất công tác trong quá trình nén là r'_{CO_2} và của khí thải (sản vật cháy) là r''_{CO_2} . Xuất phát từ nhận xét: lượng CO_2 của môi chất trong quá trình nén chính là lượng khí CO_2 trong khí sót của chu trình trước $M_{\text{CO}_2, r}$, ta có:

$$r'_{CO_2} = \frac{M_{CO_2,r}}{M_l + M_r}$$

$$r''_{CO_2} = \frac{M_{CO_2,r}}{M_r}$$

Từ đó ta có:

$$\frac{r''_{CO_2}}{r'_{CO_2}} = 1 + \frac{1}{\gamma_r}$$

và tìm được γ_r :

$$\gamma_r = \frac{r'_{CO_2}}{r''_{CO_2} - r'_{CO_2}}$$

Về nguyên tắc có thể xác định γ_r bằng tính toán và thực nghiệm cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ có quá trình quét thải phức tạp do dùng khí quét khí nên rất khó xác định chính xác λ_q . Do đó γ_r của động cơ 2 kỳ thường được xác định bằng thực nghiệm theo phương pháp phân tích khí nêu trên.

c. Những thông số ảnh hưởng đến γ_r

• Áp suất p_r

Theo (4-9) khi tăng p_r thì γ_r sẽ tăng. Nếu như thải vào tuốcbin hay bộ xử lý khí thải thì p_r sẽ tăng so với trường hợp chỉ thải vào bình tiêu âm.

Đối với quá trình thải ta cũng có thể xét tương tự như quá trình nạp nên có thể áp dụng công thức (4-6) và (4-7) với lưu ý đến chiều dòng chảy:

$$p_r = p_{th} + \Delta p_r = p_{th} + k_{th} \frac{n^2}{F_{th}^2} \quad (4-10)$$

trong đó k_{th} hệ số phụ thuộc chủ yếu vào các thông số kết cấu đường thải và F_{th} là tiết diện thông qua của xu páp thải.

Những thông số ảnh hưởng đến Δp_r cũng tương tự như những thông số ảnh hưởng đến Δp_k đã xét ở 4.1.2.1.

Tương tự như đối với p_a , khi xác định p_r thay vì tính theo (4-10) người ta thường chọn p_r theo kinh nghiệm.

Động cơ tốc độ thấp: $p_r = (1,03 \div 1,06)p_{th}$

Động cơ cao tốc: $p_r = (1,05 \div 1,10)p_{th}$

Hầu hết động cơ đều thải qua bình tiêu âm, khi đó: $p_{th} = (1,02 \div 1,04)p_0$.

Đối với động cơ tăng áp, p_{th} là áp suất trước tuốc bin. Vấn đề này sẽ được nghiên cứu trong giáo trình Tăng áp động cơ.

• Nhiệt độ T_r

Khi T_r tăng, theo (4-9) thì γ_r sẽ giảm và ngược lại. Nhưng trong thực tế, khi T_r tăng sẽ làm cho T_a tăng và do đó làm giảm lượng khí nạp mới M_1 lại dẫn tới γ_r tăng. Tổng hợp lại có thể kết luận rằng T_r ít ảnh hưởng đến γ_r .

T_r phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Tải trọng nhỏ và hệ số truyền nhiệt α giữa môi chất công tác qua các chi tiết trong buồng cháy ra môi trường làm mát lớn thì T_r nhỏ và ngược lại.

Khi tính toán thường lựa chọn T_r trong phạm vi sau:

Động cơ xăng: $T_r = 900 \div 1000 \text{ K}$

Động cơ diesel: $T_r = 700 \div 900 \text{ K}$

• Tỷ số nén ϵ

Theo (4-9), khi ϵ tăng thì γ_r giảm và ngược lại. Từ đó suy ra, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có γ_r nhỏ hơn vì có tỷ số nén lớn hơn.

• Lượng khí nạp mới M_1

Theo định nghĩa γ_r và theo (4-9), rõ ràng là M_1 tăng thì γ_r giảm và ngược lại.

• Tải trọng

Khi xét ảnh hưởng của tải trọng, ta xét hai trường hợp.

Đối với *động cơ xăng* thông thường khi giảm tải phải đóng bớt van tiết lưu. Khi đó sức cản tăng nên M_1 giảm và γ_r tăng nhanh. Còn ở *động cơ diesel* thì γ_r ít phụ thuộc vào tải trọng.

Theo kinh nghiệm thực tế γ_r có giá trị như sau:

Đối với động cơ bốn kỳ:

• Động cơ xăng: $\gamma_r = 0,06 \div 0,1$

• Động cơ diesel: $\gamma_r = 0,03 \div 0,06$.

Đối với động cơ hai kỳ, γ_r phụ thuộc rất lớn vào phương pháp quét thải.

• Quét thẳng: $\gamma_r = 0,03 \div 0,12$

• Quét vòng: $\gamma_r = 0,08 \div 0,25$

• Quét vòng bằng hộp cacte - trục khuỷu: $\gamma_r = 0,25 \div 0,40$

4.1.2.3 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới

Khí nạp mới từ đường nạp có nhiệt độ T_k đi vào xy lanh sẽ được sấy nóng bởi các chi tiết có nhiệt độ cao trong buồng cháy, đồng thời nhiên liệu trong hòa khí đối với động cơ xăng sẽ bay hơi. Nhiệt độ khí nạp mới khi đó sẽ thay đổi một lượng là ΔT :

$$\Delta T = \Delta T_t - \Delta T_{bh}$$

trong đó ΔT_i là độ tăng nhiệt độ của khí nạp mới do truyền nhiệt còn ΔT_{bh} là độ giảm nhiệt độ do nhiên liệu trong khí nạp mới bay hơi. Động cơ diesel có $\Delta T_{bh} = 0$.

ΔT_i phụ thuộc chủ yếu vào các yếu tố sau:

- Hệ số trao đổi nhiệt α giữa môi chất và vách các chi tiết: ΔT_i tăng theo α .
- Thời gian tiếp xúc giữa môi chất và vách các chi tiết: tốc độ n càng lớn, thời gian tiếp xúc giảm dẫn tới ΔT_i càng nhỏ.
- Tải trọng của động cơ: ở chế độ tải trọng lớn, nhiệt độ các chi tiết T_w cao nên ΔT_i lớn.

Cần chú ý rằng, nhiều động cơ xăng dùng nhiệt của động cơ (ví dụ từ ống thải) để sấy nóng đường nạp, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình bay hơi và hoà trộn của xăng với không khí nên T_k tăng dẫn đến ΔT_i giảm. Tuy nhiên sấy nóng đường nạp làm giảm mật độ của khí nạp mới tức là làm giảm M_1 , vì vậy đường nạp không được sấy nóng quá. Chính vì lý do này nên không sấy nóng đường nạp ở động cơ diesel.

Trong thực tế đối với động cơ không tăng áp:

$$\Delta T = 20 \div 40 \text{ K đối với động cơ diesel}$$

$$\Delta T = 0 \div 20 \text{ K đối với động cơ xăng.}$$

Còn đối với động cơ tăng áp nhưng không làm mát trung gian khí tăng áp thì ΔT nhỏ hơn một chút.

4.1.2.4 Nhiệt độ cuối quá trình nạp

Để tính toán nhiệt độ cuối quá trình nạp T_a trong động cơ bốn kỳ, giả thiết rằng khí nạp mới và khí sót hoà trộn đẳng áp tại áp suất p_a .

Lượng khí nạp mới M_1 (p_k , T_k) đi vào xylanh được sấy nóng tới trạng thái M_1 ($T_k + \Delta T$, p_a).

Lượng khí sót M_r (T_r , p_r) giãn nở đến trạng thái mới M_r (T'_r , p_a). Coi khí sót giãn nở đa biến từ (p_r , T_r) đến (p_a , T'_r) ta có:

$$T'_r = T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (4-11)$$

với m là chỉ số giãn nở đa biến của khí sót, trong tính toán có thể chọn m trong khoảng $1,45 \div 1,5$.

Với điều kiện hoà trộn đẳng áp thì entanpi trước và sau hoà trộn bảo toàn, ta có:

$$\bar{C}_{\mu p}(T_k + \Delta T)M_1 + \bar{C}_{\mu p}^* M_r T'_r = \bar{C}_{\mu p}^* (M_1 + M_r) T_a \quad (4-12)$$

Coi gần đúng $\bar{C}_{\mu p}^* \approx C_{\mu p}$ và đặt

$$\lambda_t = \frac{C_{\mu p}''}{C_{\mu p}}$$

là hệ số hiệu chỉnh tỷ nhiệt. Theo kinh nghiệm λ_t phụ thuộc hệ số dư lượng không khí λ như sau:

λ	0,8	1,0	1,2	1,4
λ_t	1,13	1,17	1,14	1,11

Đối với động cơ xăng:

Đối với động cơ diesel: khi $\lambda = 1,5 \div 1,8$ thì có thể lấy $\lambda_t = 1,1$.

Chia hai vế của (4-12) cho M_1 rồi thay T_r' từ (4-11) và biến đổi ta được:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \lambda_t \gamma_r T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{m-1}{m}}}{1 + \gamma_r} \quad (4-13)$$

Khi tính toán có thể tham khảo các số liệu đối với T_a như sau:

$T_a = 310 \div 350$ K đối với động cơ không tăng áp,

$T_a = 320 \div 400$ K đối với động cơ tăng áp.

4.1.2.5 Hệ số nạp

Hệ số nạp có thể xác định bằng tính toán hoặc bằng thực nghiệm dựa vào định nghĩa (4-1):

$$\eta_v = \frac{G_l}{G_h} = \frac{M_l}{M_h} = \frac{V_l}{V_h}$$

a. Tính toán hệ số nạp

Xét tổng quát cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ, tại điểm a cuối quá trình nạp, hình 4-1, 4-2 và 4-3, lượng môi chất công tác bao gồm khí nạp mới và khí sót là $M_a = M_{1a} + M_r$.

Trong động cơ bốn kỳ, cho đến khi đóng xupáp nạp tại điểm d_2 , hình 4-1 và 4-2, khí nạp mới được nạp thêm một lượng, khi đó lượng môi chất công tác là $M_l + M_r$. Đặt:

$$\lambda_m = \frac{M_l + M_r}{M_a} = M_l \frac{1 + \gamma_r}{M_a}$$

là hệ số nạp thêm, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $\lambda_m = 1,02 \div 1,06$.

Trong động cơ hai kỳ, có thể coi như quá trình quét thải kết thúc khi piston đóng cửa nạp nên không có hiện tượng nạp thêm, khi đó $\lambda_m = 1$.

Một cách tổng quát có thể viết:

$$M_l = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} M_a = \frac{\lambda_m}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{p_a V_a}{8314 T_a}$$

Từ định nghĩa M_h xuất phát từ (4-1) và áp dụng phương trình trạng thái ta có:

$$M_h = \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$$

Thay M_1 và M_h vào công thức tính η_v ở trên, ta có:

$$\eta_v = \lambda_m \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{V_a}{V_h} \cdot \frac{T_k}{T_a(1 + \gamma_r)} \quad (4-14)$$

với chú ý rằng:

$$\frac{V_a}{V_h} = \frac{V_a}{V_a - V_c} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

Thay $T_a(1 + \gamma_r)$ từ công thức (4-13) vào (4-14) rồi rút gọn ta được:

$$\eta_v = \lambda_m \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T + \gamma_r \lambda_t T_r \left(\frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-15)$$

Tuy nhiên, để tính η_v ta cần biết γ_r , nhưng theo (4-9) thì γ_r lại phụ thuộc M_1 . Vì vậy, để có thể xác định độc lập η_v và γ_r ta biến đổi như sau.

Thay M_1 từ định nghĩa η_v (4-1):

$$M_1 = \eta_v M_h = \eta_v \frac{p_k V_h}{8314 T_k}$$

vào γ_r trong phương trình (4-9) ta được:

$$\gamma_r = \frac{\lambda_q}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_r}{p_k} \cdot \frac{T_k}{T_r} \cdot \frac{1}{\eta_v} \quad (4-16)$$

Giải hệ phương trình (4-15) và (4-16) ta được:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \lambda_m - \lambda_t \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}} \right] \quad (4-17)$$

$$\gamma_r = \lambda_q \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{p_a} \cdot \frac{1}{\varepsilon \lambda_m - \lambda_t \lambda_q \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^{\frac{1}{m}}} \quad (4-18)$$

b. Xác định hệ số nạp bằng thực nghiệm

Lưu lượng khí nạp mới, tốc độ vòng quay động cơ và các thông số trạng thái như p_k và T_k được đo trực tiếp trên băng thử động cơ. Từ kết quả đo tính toán được lượng khí

nạp mới G_1 và G_h rồi thay vào công thức định nghĩa (4-1) để tìm η_v . Vấn đề này sẽ xét kỹ hơn ở môn học Thí nghiệm động cơ.

4.1.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp

Trong số các thông số cơ bản của quá trình nạp thì hệ số nạp η_v là thông số tổng hợp đặc trưng cho chất lượng quá trình nạp. Sau đây ta sẽ khảo sát ảnh hưởng của các yếu tố và qua đó tìm ra những phương pháp nhằm nâng cao hệ số nạp. Các công thức tính toán hệ số nạp ở mục 4.1.2.5 a về nguyên tắc dùng cho cả động cơ bốn kỳ và hai kỳ. Tuy nhiên, trong động cơ hai kỳ rất khó xác định hệ số quét λ_q , mặt khác quá trình quét thải rất phức tạp nên sẽ được khảo sát riêng kỹ lưỡng hơn trong chương 6. Do đó, dưới đây ta chỉ sử dụng những công thức tính toán nói trên để khảo sát các nhân tố ảnh hưởng đến hệ số nạp trong động cơ bốn kỳ nhưng những kết luận rút ra vẫn có tính tổng quát chung cho cả động cơ hai kỳ.

4.1.3.1 Tỷ số nén ε

Ta sử dụng công thức (4-17) xét cho hai trường hợp.

- $\lambda_q = 0$: quét sạch buồng cháy

$$\eta_v = \lambda_m \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} = k \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

với $k = \text{const}$. Một cách dễ dàng nhận thấy khi ε tăng thì η_v giảm và ngược lại.

- $\lambda_q = 1$: không quét buồng cháy

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{p_a}{p_k} \left[\varepsilon \lambda_m - \lambda_t \left(\frac{p_r}{p_a} \right)^m \right] \quad (4-19)$$

Để đơn giản khi khảo sát ta coi $\lambda_m = \lambda_t = m = 1$. Khi đó (4-19) có dạng:

$$\eta_v = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \left[\varepsilon \frac{p_a}{p_k} - \frac{p_r}{p_k} \right] \quad (4-20)$$

Đạo hàm (4-20) ta được:

$$\frac{d\eta_v}{d\varepsilon} = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)^2} \cdot \left(\frac{p_r}{p_k} - \frac{p_a}{p_k} \right) > 0$$

vì $p_r > p_a$

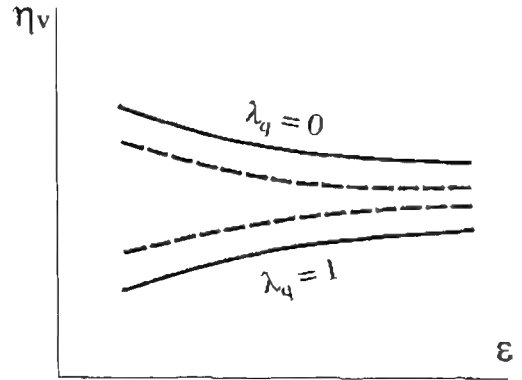
Điều đó chứng tỏ khi tăng ε sẽ làm tăng η_v và ngược lại.

Kết quả tổng hợp hai trường hợp được trình bày trên hình (4-2). Trong thực tế $0 < \lambda_q < 1$ nên các đường biểu diễn sẽ là các đường ---. Thực nghiệm chứng tỏ ε ảnh hưởng ít đến η_v .

4.1.3.2 Áp suất p_a

Theo (4-17) áp suất p_a ảnh hưởng quyết định đến η_v . Từ quan hệ $p_a = p_k - \Delta p_k$ dễ dàng nhận thấy rằng, những nhân tố làm giảm Δp_k sẽ làm tăng p_a và ngược lại (xem 4.1.3.1).

Tới đây ta có thể suy ra rằng, so với động cơ xăng thì động cơ diesel có tổn thất áp suất nạp nhỏ hơn (do cản cục bộ đường nạp và tốc độ vòng quay nhỏ hơn) nên có hệ số nạp cao hơn: $\eta_{vdiesel} > \eta_{vxăng}$.



Hình 4-5. Khảo sát ảnh hưởng của tỷ số nén đến hệ số nạp

4.1.3.3 Trạng thái nạp (p_k , T_k)

• p_k

Khi tăng p_k thì p_a sẽ tăng, tỷ số $\frac{p_a}{p_k} = \frac{p_k - \Delta p_k}{p_k} = 1 - \frac{\Delta p_k}{p_k}$ tăng một ít vì tổn thất áp suất tương đối $\frac{\Delta p_k}{p_k}$ theo kinh nghiệm thường giảm trong vùng làm việc của động cơ, do đó theo (4-17) η_v sẽ tăng.

• T_k

Khi tăng T_k thì ΔT giảm, theo (4-17) thì η_v tăng. Thực nghiệm chỉ ra rằng η_v tăng tỷ lệ với $\sqrt{T_k}$. Tuy nhiên phải lưu ý rằng, η_v tăng do tăng T_k không có nghĩa là làm tăng lượng khí nạp mới vào xy lanh, vì khi đó mật độ khí nạp mới ρ_k giảm.

4.1.3.4 Trạng thái thải (p_r , T_r)

• p_r

Theo (4-17), khi p_r tăng, η_v giảm. Điều đó cũng có thể dễ dàng nhận thấy qua suy luận sau đây: khi p_r tăng thì khí sót giãn nở nhiều hơn làm giảm thể tích dành cho khí nạp mới nên η_v giảm.

• T_r

Theo (4-9) khi tăng T_r sẽ làm cho γ_r giảm (xem 4.1.2.2) nên có thể coi như $\gamma_r T_r \approx \text{const}$ trong (4-15), tức là T_r hầu như không ảnh hưởng đến η_v .

4.1.3.5 Nhiệt độ sấy nóng khí nạp mới ΔT

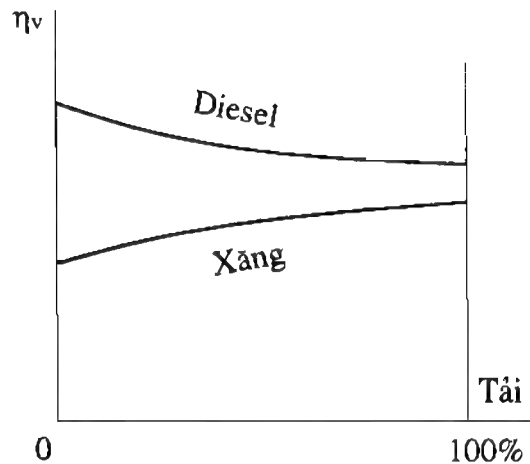
Theo (4-17) khi tăng ΔT thì η_v giảm. Điều này đã phân tích rõ ở mục 4.1.1. Tuy nhiên, ảnh hưởng của ΔT tới η_v không lớn.

4.1.3.6 Góc phối khí

Các góc mở sớm đóng muộn xupáp ảnh hưởng rất lớn đến hệ số nạp. Góc phối khí lớn làm tăng tiết diện thời gian mở xupáp, qua đó làm giảm tổn thất Δp_k và Δp_{th} nên η_v

tăng. Ngoài ra, góc đóng muộn xupáp nạp có tác dụng tận dụng quán tính nạp thêm khí nạp mới cũng làm tăng η_v . Đối với động cơ tăng áp, hiện tượng quét khí trong vùng góc trùng điệp (xupáp nạp và xupáp thải cùng mở cuối nạp đầu thải) cũng có tác dụng tăng η_v .

Góc phối khí đảm bảo hệ số nạp lớn nhất và công bơm nhỏ nhất là góc phối khí tối ưu. Góc phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm dựa vào đồ thị công. Đối với động cơ thông thường không thay đổi góc phối khí thì góc phối khí tối ưu chỉ ứng với một chế độ tốc độ cụ thể được lựa chọn bởi người thiết kế tùy theo tính năng sử dụng của động cơ (xem chương Đặc tính động cơ). Một số động cơ ô tô hiện đại, có góc phối khí thay đổi sao cho đạt được giá trị tối ưu cho hầu hết chế độ làm việc của động cơ, ví dụ TOYOTA dùng công nghệ VVT-i (Variable Valve Timing and Lift with Intelligence), HONDA dùng VTEC (Valve Timing Electronic Control), BMW có công nghệ VANOS (Variable Nockenwellen Steuerung).... Nguyên tắc chung là sử dụng hệ thống cơ điện tử bao gồm hai trục cam riêng cho cam nạp và cam thải trên nắp xylanh, giữa chúng bố trí một cơ cấu được điều khiển bởi một bộ ECU để xoay tương đối hai trục với nhau nhằm thay đổi góc phối khí cho phù hợp với chế độ làm việc của động cơ. Tất nhiên, cấu tạo và điều khiển cơ cấu phối khí khi đó sẽ rất phức tạp.



Hình 4-6. Ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp

4.1.3.7 Tải trọng

• Động cơ diesel

Khi tăng tải, nhiệt độ các chi tiết trong buồng cháy tăng nên ΔT tăng làm cho η_v giảm đôi chút. Theo kinh nghiệm, khi tải tăng từ không tải đến toàn tải thì η_v giảm khoảng 3 ÷ 4%.

• Động cơ xăng

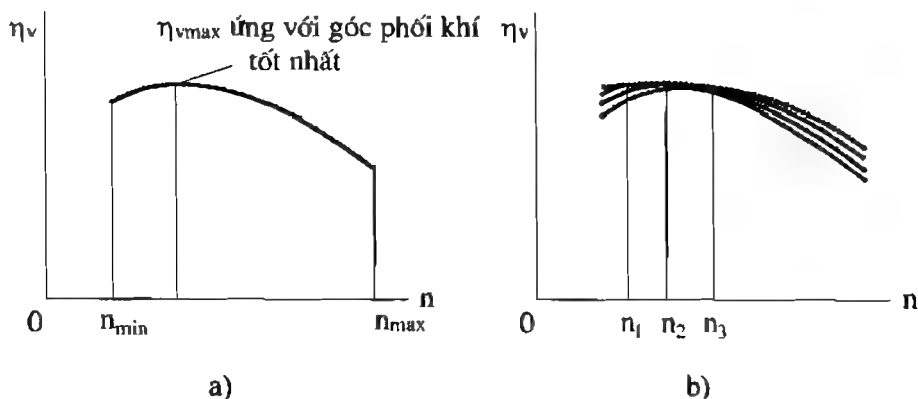
Khi tăng tải cũng làm cho ΔT tăng như trình bày ở trên. Tuy nhiên, khi tăng tải ở hầu hết động cơ xăng phải mở rộng van tiết lưu, sức cản đường nạp giảm đáng kể nên η_v tăng mạnh lấn át ảnh hưởng của ΔT .

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến hệ số nạp được trình bày trên hình 4-6.

4.1.3.8 Tốc độ vòng quay n

Khi tăng n thì Δp_k và Δp_r cùng tăng làm giảm η_v . Đồng thời do thời gian sấy nóng khí nạp mới giảm nên ΔT giảm dẫn tới tăng η_v nhưng ảnh hưởng của ΔT nhỏ. Vì vậy nói chung η_v giảm. Tuy nhiên, nếu kể đến ảnh hưởng của pha phối khí tối ưu thì ban đầu η_v

tăng cho tới khi đạt cực đại tại tốc độ ứng với pha phối khí tối ưu rồi mới giảm, hình 4-7a. Nếu như động cơ có điều chỉnh tự động góc phối khí tối ưu thì hệ số nạp luôn đạt giá trị tối ưu ở mọi tốc độ vòng quay. Khi đó, đường hệ số nạp sẽ là đường bao --- trên hình 4-7b.



Hình 4-7. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến hệ số nạp

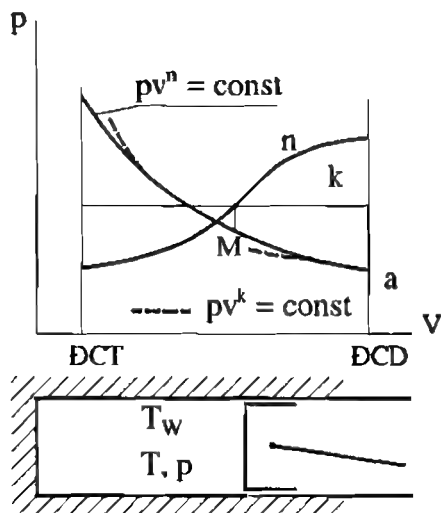
4.2 Quá trình nén

Quá trình nén nhằm mục đích mở rộng phạm vi nhiệt độ (giữa nguồn nóng và nguồn lạnh trong chu trình Cánhô tương đương) để nâng cao hiệu suất của chu trình.

4.2.1 Diễn biến và các thông số cơ bản

Trong quá trình nén, nhiệt độ, áp suất môi chất tăng dần, diện tích trao đổi nhiệt giữa môi chất và thành vách các chi tiết trong buồng cháy giảm... cho nên quá trình nén là quá trình trao đổi nhiệt phức tạp. Một cách tổng quát có thể coi đây là quá trình nén đa biến $pV^n = \text{const}$ với chỉ số đa biến n thay đổi. Nhiệt lượng trao đổi không những thay đổi trị số mà còn thay đổi về hướng.

Đầu quá trình nén, hình 4-8, nhiệt độ môi chất nhỏ hơn nhiệt độ vách các chi tiết $T < T_w$, môi chất nhận nhiệt, đường nén khí đó dốc hơn đường đoạn nhiệt, $n > k$ trong đó k là số mũ đoạn nhiệt của môi chất.



Hình 4-8. Diễn biến quá trình nén

Trong quá trình nén, áp suất và nhiệt độ của môi chất tăng dần, chênh lệch nhiệt độ $T - T_w$ giảm nên nhiệt lượng nhận giảm dần dần tới n cũng giảm dần. Cho tới khi $T = T_w$, nhiệt lượng trao đổi bằng 0, lúc đó $n = k$.

Trong giai đoạn tiếp theo, do $T > T_w$ nên môi chất mất nhiệt cho vách các chi tiết nên $n < k$.

Để đơn giản khi tính toán, ta thay quá trình nén đa biến với n thay đổi bằng quá trình nén với chỉ số nén đa biến $n_1 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu a và cùng công nén. Chỉ số n_1 được gọi là chỉ số nén đa biến trung bình, theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $1,32 \div 1,39$. Nếu coi gần đúng môi chất là không khí với $k = 1,41$ thì $n_1 < k$ nên có thể kết luận rằng tính cho toàn bộ quá trình nén thì môi chất mất nhiệt cho vách các chi tiết.

Nếu như biết được n_1 ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nén (không cháy) tại điểm c .

$$\begin{aligned} p_c &= p_a \varepsilon^{n_1} \\ T_c &= T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \end{aligned} \quad (4-21)$$

4.2.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình nén

Để xác định n_1 ta dựa vào định luật nhiệt động I

$$Q_{ac} = L_{ac} + \Delta U = L_{ac} + U_c - U_a \quad (4-22)$$

$$\bullet L_{ac} = -\frac{1}{n_1 - 1} (p_c V_c - p_a V_a) = -\frac{8314}{n_1 - 1} (M_c T_c - M_a T_a)$$

Nếu bỏ qua nạp thêm $M_a = M_c = M_1(1 + \gamma_r)$ thì:

$$L_{ac} = -\frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_1 - 1} (T_c - T_a) \quad (4-23)$$

$$\bullet U_c - U_a = M_c \bar{C}'_{\mu vc} T_c - M_a \bar{C}'_{\mu va} T_a = M_1 (1 + \gamma_r) (\bar{C}'_{\mu vc} T_c - \bar{C}'_{\mu va} T_a)$$

(với qui ước là chỉ số T trong (3-45) được thay bằng tên điểm tương ứng (a, c) cho đơn giản. Qui ước này cũng sẽ được dùng khi tính toán các quá trình tiếp theo).

$$\begin{aligned} &= M_1 (1 + \gamma_r) \left[\left(a'_v + \frac{b'}{2} T_c \right) T_c - \left(a'_v + \frac{b'}{2} T_a \right) T_a \right] \\ &= M_1 (1 + \gamma_r) \left[a'_v (T_c - T_a) + \frac{b'}{2} (T_c^2 - T_a^2) \right] \\ &= M_1 (1 + \gamma_r) (T_c - T_a) \left[a'_v + \frac{b'}{2} (T_c + T_a) \right] \end{aligned} \quad (4-24)$$

Thay (4-23), (4-24) và (4-21) vào (4-22) và chú ý $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$ rồi rút gọn, ta được:

$$\frac{Q_{ac}}{M_1(1 + \gamma_r)T_a(\epsilon^{n_1-1} - 1)} = a'_v + \frac{b'}{2}T_a(\epsilon^{n_1-1} + 1) - \frac{8314}{n_1 - 1} \quad (4-25)$$

Phương trình cân bằng nhiệt trong quá trình nén (4-25) có những ý nghĩa sau:

- Nếu biết n_1 sẽ tìm được Q_{ac} là đại lượng rất khó xác định trực tiếp bằng thực nghiệm. Bằng thiết bị chỉ thị kế (indicator) có thể lấy được đồ thị công p-V sau đó phân tích đồ thị để tìm được n_1 .
- Trong trường hợp chưa biết n_1 có thể dùng (4-25) để xác định sơ bộ n_1 với giả thiết rằng $Q_{ac} = 0$ ta rút ra:

$$n_1 - 1 = - \frac{8314}{a'_v + \frac{b'}{2}T_a(\epsilon^{n_1-1} + 1)} \quad (4-26)$$

Đây là biện pháp thường dùng trong tính toán đồ án môn học Động cơ đốt trong. Đầu tiên ta chọn một giá trị n_1 nào đó. Thay lần lượt giá trị vừa chọn vào vế phải và vế trái của (4-26) rồi so sánh kết quả. Nếu sai lệch lớn thì chọn giá trị n_1 khác rồi tính lại. Cho đến khi sai lệch giữa hai vế đủ nhỏ thì giá trị chọn chính là n_1 cần tìm.

4.2.3 Những nhân tố ảnh hưởng đến n_1

Như trên đã trình bày, tính trong toàn bộ quá trình nén thì môi chất mất nhiệt. Do đó những nhân tố nào làm giảm mất nhiệt sẽ làm cho n_1 tăng và ngược lại.

4.2.3.1 Tốc độ vòng quay n

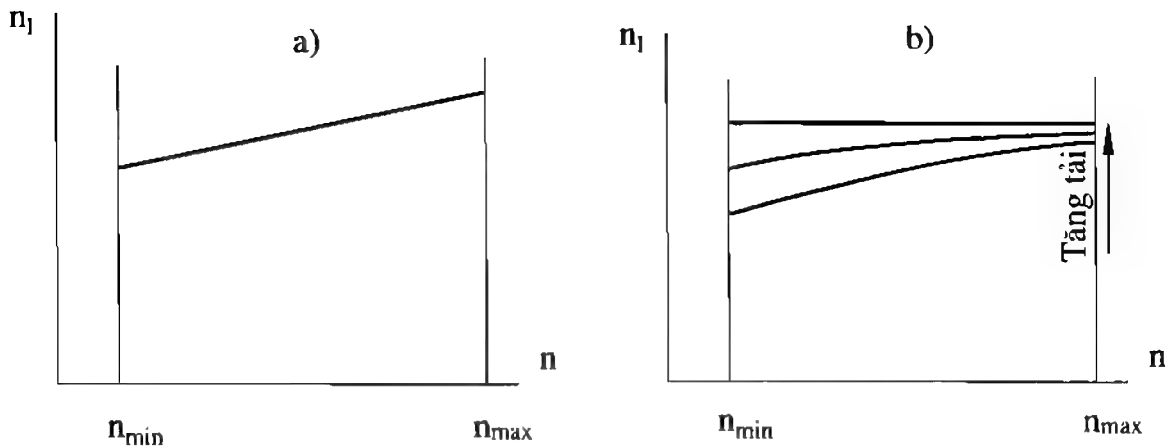
Xét tổng quát, khi tăng tốc độ vòng quay n , thời gian trao đổi nhiệt và lọt khí giảm nên môi chất mất nhiệt ít hơn làm cho n_1 tăng. Theo kinh nghiệm n_1 tăng gần như tỷ lệ với n . Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén xét cho hai trường hợp.

- *Ở chế độ tải lớn*: van tiết lưu mở to, sức cản nhỏ (hệ số cản ξ_0 trong (4-2) nhỏ). Khi tăng n , tổn thất áp suất (tỷ lệ với $\xi_0 n^2$) tăng chậm nên áp suất sau van tiết lưu cũng giảm chậm. Do đó điều kiện bay hơi của xăng tại đây không được cải thiện là mấy trong khi thời gian bay hơi giảm. Điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trên đường nạp giảm tức là lượng xăng còn lại bay hơi trong xylanh sẽ tăng lên. Môi chất khi đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm n_1 . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát, $n_1 \approx \text{const}$.

- *Ở chế độ tải nhỏ*: van tiết lưu mở bé, sức cản lớn (hệ số cản ξ_0 lớn). Khi tăng n , tổn thất áp suất (tỷ lệ với $\xi_0 n^2$) tăng nhanh nên áp suất sau van tiết lưu cũng giảm nhanh. Vì vậy, điều kiện bay hơi của xăng tại đây được cải thiện đáng kể cho nên mặc dù thời gian bay hơi giảm nhưng lượng xăng bay hơi tại đây không bị ảnh hưởng, do đó hầu như không làm thay đổi lượng xăng bay hơi trong xylanh. Khi đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát làm tăng n_1 .

Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay n đến n_1 được thể hiện tổng hợp trên hình 4-9.



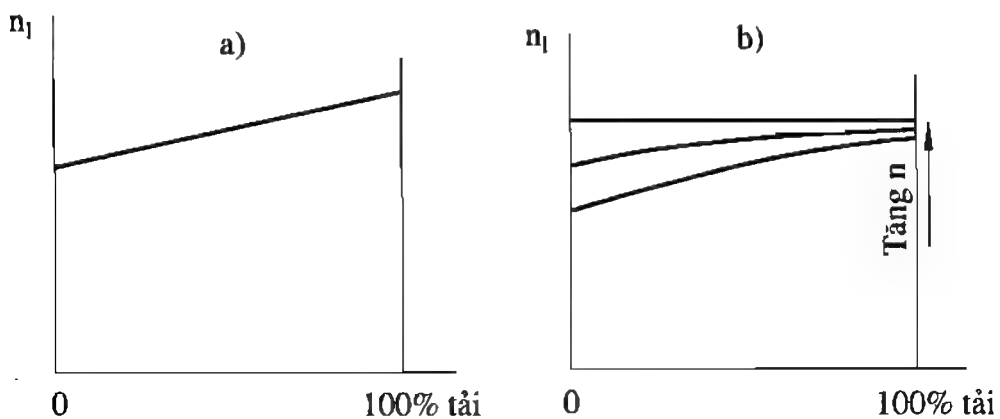
Hình 4-9. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay tới η_l :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

4.2.3.2 Tải trọng

Xét tổng quát, khi tăng tải, nhiệt độ trung bình các chi tiết T_w tăng dẫn tới môi chất giảm mất nhiệt. Mặt khác lọt khí tăng nên môi chất mất nhiệt nhiều hơn. Tuy nhiên, thực nghiệm chứng tỏ ảnh hưởng thứ nhất mạnh hơn nên η_l tăng nhưng không nhiều. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng với động cơ xăng, tương tự như xét ảnh hưởng của tốc độ vòng quay, ta còn phải kể đến lượng nhiệt môi chất mất cho bay hơi xăng trong quá trình nén. Bằng suy luận tương tự với lưu ý vai trò của ξ_0 và n^2 đổi chỗ cho nhau, ta có thể dễ dàng khảo sát cho hai trường hợp sau.



Hình 4-10. Ảnh hưởng của tải trọng tới η_l :

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

- Ở chế độ tốc độ n lớn: khi tăng tải phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm nhanh nên áp suất sau van tiết lưu tăng nhanh làm cho điều kiện bay hơi của

xăng tại đây kém đi. Mặt khác, thời gian bay hơi ngắn trong khi lượng nhiên liệu tăng theo tải. Tất cả những điều đó làm cho lượng xăng bay hơi trong xy lanh sẽ tăng lên. Mỗi chất khí đó sẽ mất nhiệt nhiều hơn làm giảm n_1 . Tổng hợp lại với ảnh hưởng tổng quát, n_1 gần như không đổi.

- Ở chế độ tốc độ n nhỏ: khi tăng tải cũng phải mở rộng thêm van tiết lưu, tổn thất áp suất giảm chậm nên áp suất sau van tiết lưu tăng chậm ảnh hưởng ít đến điều kiện bay hơi. Mặt khác, thời gian bay hơi đủ dài để phần lớn nhiên liệu bay hơi tại đây. Vì vậy, lượng xăng bay hơi trong xy lanh cũng ít bị ảnh hưởng. Do đó chỉ còn ảnh hưởng tổng quát xét ở trên, tức là n_1 tăng.

Tổng hợp ảnh hưởng của tải trọng đến n_1 được thể hiện trên hình 4-10.

4.2.3.3 Kích thước xy lanh

Ta xét hai trường hợp:

- $S/D = \text{const}$, khi giảm D (tức là giảm cả S nên V_h giảm) sẽ làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tăng (vì

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S \text{ và nếu coi gần đúng diện tích mát mát nhiệt chỉ là diện tích xung quanh của}$$

xy lanh $F_{lm} = \pi DS$ thì $\frac{F_{lm}}{V_h}$ tỷ lệ với $\frac{1}{D}$) nên mất nhiệt tăng, n_1 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- $V_h = \text{const}$, khi giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên n_1 tăng. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.

4.2.3.4 Tình trạng kỹ thuật

Nếu các chi tiết như piston - xy lanh, xecmăng, mòn nhiều, xupáp đóng không kín khí thì lọt khí nhiều sẽ làm giảm n_1 .

Nếu trạng thái tản nhiệt từ buồng cháy không tốt như đóng cặn trong hệ thống làm mát, kết muội than trong buồng cháy... sẽ làm giảm mất nhiệt nên n_1 tăng. Tuy nhiên, cần lưu ý là những yếu tố trên có làm tăng n_1 (có lợi trong quá trình nén) nhưng lại dẫn đến những bất lợi khác như làm giảm hệ số nạp, tăng khả năng kích nổ... ảnh hưởng xấu đến chu trình công tác của động cơ.

4.2.4 Vấn đề chọn tỷ số nén ϵ

Từ phân tích chu trình lý tưởng ta đã thấy rằng, khi tăng tỷ số nén ϵ thì hiệu suất η_i và áp suất trung bình p_i đều tăng. Tuy nhiên trong thực tế ϵ thường bị giới hạn bởi những điều kiện cụ thể tùy thuộc vào loại động cơ.

• Động cơ đốt cháy cưỡng bức

Trong động cơ đốt cháy cưỡng bức như động cơ xăng và động cơ gas, nhiệt độ cuối quá trình nén phải nhỏ hơn nhiệt độ giới hạn xảy ra kích nổ.

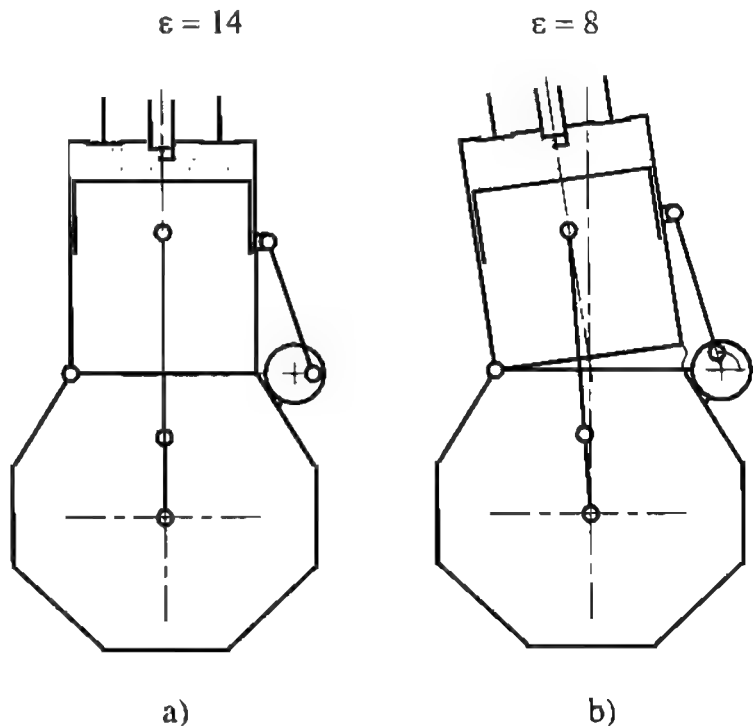
$$T_c = T_a \varepsilon^{\eta_1 - 1} < [T_{kn}]$$

Nhiệt độ giới hạn kích nổ $[T_{kn}]$ tùy thuộc vào số octan của nhiên liệu, cấu tạo và chế độ làm việc của động cơ. Nhiên liệu có trị số octan O cao, động cơ có buồng cháy gọn, tải trọng nhỏ thì $[T_{kn}]$ lớn và ngược lại. Từ đó có thể thấy rằng, để không xảy ra kích nổ thì tỷ số nén phải nhỏ hơn tỷ số nén giới hạn kích nổ:

$$\varepsilon < [\varepsilon_{kn}]$$

Động cơ xăng có $[\varepsilon_{kn}] = 11 \div 12$. Trong thực tế, tỷ số nén của động cơ xăng nằm trong khoảng $6 \div 12$.

Trong động cơ xăng, ở chế độ tải nhỏ, lượng hòa khí ít nên nhiệt độ khi cháy không cao, nếu có thể tăng tỷ số nén thì sẽ tăng được hiệu suất của động cơ mà vẫn không bị kích nổ. Theo hướng này, hãng ô tô SAAB (Thụy Điển) đã phát triển động cơ thay đổi tỷ số nén (Variable Compression Engine), hình 4-11, sử dụng một hệ thống cơ điện tử xoay tâm xy lanh. Khi động cơ làm việc ở chế độ tải nhỏ, tỷ số nén đạt đến 14, hình 4-11a, còn khi động cơ chạy toàn tải, tỷ số nén chỉ là 8, hình 4-11b.



Hình 4-11. Động cơ thay đổi tỷ số nén của hãng SAAB

• Động cơ diesel

Trong động cơ diesel, để xảy ra quá trình tự cháy thì nhiệt độ cuối quá trình nén phải lớn hơn nhiệt độ giới hạn tự cháy.

$$T_c = T_a \varepsilon^{\eta_1 - 1} > [T_{tc}]$$

Từ đó rút ra:

$$\varepsilon > [\varepsilon_{tc}]$$

Để khởi động dễ dàng, người ta chọn tỷ số nén cao hơn một chút.

Động cơ có $\frac{F_m}{V_h}$ lớn, vật liệu các chi tiết tạo thành buồng cháy như piston, xylanh, nắp xylanh có hệ số dẫn nhiệt lớn, sử dụng nhiên liệu có số xetan nhỏ thì phải chọn tỷ số nén lớn và ngược lại.

Trong thực tế, giới hạn dưới của tỷ số nén động cơ diesel vào khoảng 12. Còn giới hạn trên tùy thuộc vào giới hạn tải trọng tác dụng (giới hạn về sức bền) lên các chi tiết như piston, thanh truyền... cũng như giới hạn tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ liên quan đến tính êm dịu của quá trình cháy. Trong thực tế, tỷ số nén của động cơ diesel nằm trong khoảng $12 \div 24$.

4.3 Quá trình cháy

4.3.1 Khái niệm cơ bản

Quá trình cháy là quá trình oxy hoá nhiên liệu, giải phóng hoá năng thành nhiệt năng và diễn ra rất phức tạp.

Yêu cầu đối với quá trình cháy là nhiên liệu cháy đúng lúc, cháy kiệt để đạt tính hiệu quả và tính kinh tế cao, đồng thời tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ không quá lớn để động cơ làm việc ít rung giật và hạn chế tải trọng động tác dụng lên các chi tiết của cơ cấu trục khuỷu - thanh truyền. Ngoài ra, các thành phần độc hại trong khí thải phải nằm trong giới hạn cho phép theo qui định về bảo vệ môi trường.

Một số thông số đặc trưng của quá trình cháy là:

- Tốc độ cháy w : biểu thị lượng hòa khí tham gia phản ứng trong một đơn vị thời gian (kg/s hay kmol/s). Tốc độ cháy w quyết định tốc độ toả nhiệt $\frac{dQ}{d\varphi}$ và qua đó đến biến đổi áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và sự thay đổi nhiệt độ của môi chất trong xylanh.

- Tốc độ phản ứng oxy hoá w' : biểu thị tốc độ cháy riêng cho một đơn vị thể tích hòa khí (kg/sm³ hay kmol/sm³)

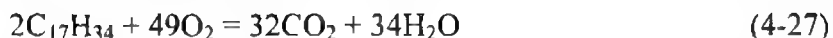
- Tốc độ lan tràn màng lửa u (m/s): quyết định thời gian cháy hòa khí.

Quá trình cháy phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố, trong đó phương pháp hình thành hòa khí và cách thức đốt cháy nhiên liệu có ảnh hưởng nhiều nhất.

4.3.2 Cơ sở lý hoá của quá trình cháy

4.3.2.1 Phản ứng dây chuyền nhiệt

Những phản ứng oxy hoá hydrocacbon trong nhiên liệu đã nghiên cứu ở chương III chỉ cho ta biết sản phẩm cuối cùng. Ví dụ như trong phản ứng oxy hoá của xetan:



thì sản phẩm cháy là cacbonic và nước. Tuy nhiên, những phương trình dạng (4-27) không cho ta biết cơ chế của phản ứng. Nói chung, phản ứng cháy của nhiên liệu trong buồng cháy động cơ bao gồm các quá trình lý hoá rất phức tạp, nhiều vấn đề còn chưa được rõ ràng cần phải được nghiên cứu dựa trên lý thuyết động học phản ứng. Ví dụ, quá trình oxy hóa xetan xảy ra với khoảng 6000 phản ứng với 2000 chất và phần tử hóa học tham gia [14].

Trong số các công trình đã công bố thì lý thuyết về *phản ứng dây chuyền nhiệt* của Viện sỹ Xêmenôp được sử dụng rộng rãi để giải thích cơ chế của quá trình cháy. Tóm tắt lý thuyết phản ứng dây chuyền-nhiệt như sau.

Trong quá trình nén, các phân tử của môi chất công tác, trong đó có các phân tử nhiên liệu và phân tử oxy, chuyển động hỗn loạn theo chuyển động Brao với cường độ ngày càng lớn do nhiệt độ tăng và va chạm với nhau. Khi năng lượng va chạm (bao gồm động năng và năng lượng hoá trị) vượt quá một giới hạn nào đó gọi là năng lượng kích động thì phản ứng mới xảy ra. Sản phẩm là các phân tử có ái lực hoá học rất cao gọi là phân tử hoạt tính. Đầu tiên, những trung tâm hoạt tính rất mạnh được hình thành ở vùng giữa hai cực của bugi (động cơ xăng) hay ở những vùng nóng nhất của tia phun nhiên liệu (động cơ diesel). Các phân tử hoạt tính mới sinh ra lại phản ứng với các phân tử khác tạo ra các phân tử hoạt tính mới trong các phản ứng phân nhánh.

Để đơn giản ta xét phản ứng của hydro với oxy làm ví dụ. Đầu tiên do va chạm trong điều kiện nhiệt độ cao, một phân tử hydro (của nhiên liệu) phân thành hai nguyên tử hydro là hai phân tử hoạt tính. Hai nguyên tử hydro này phản ứng với oxy tạo ra các nguyên tử oxy và gốc OH là các phân tử hoạt tính mới. Các phân tử hoạt tính mới lại phản ứng với hydro sinh ra các phân tử hoạt tính mới tiếp theo... và như vậy hình thành chuỗi phản ứng sau:



Cứ như vậy, các phân tử hoạt tính tích tụ ngày càng nhiều trong quá trình phân nhánh. Tuy nhiên, cũng có những va chạm không sinh ra các phân tử hoạt tính như va chạm với thành bình hay va chạm với khí trơ. Khi đó xảy ra hiện tượng đứt nhánh làm mất đi một số phân tử hoạt tính. Khi số phân tử hoạt tính sinh ra lớn hơn số phân tử mất đi thì số phân tử hoạt tính tích tụ được ngày càng nhiều và đạt đến một giới hạn nào đó thì phản ứng tăng tốc tới phát hoả còn gọi là nổ nhiệt, khi đó ngọn lửa thực sự hình thành và hòa khí bốc cháy. Trong trường hợp ngược lại, quá trình cháy không xảy ra.

Các phản ứng oxy hoá hydrocacbon trong nhiên liệu diễn ra theo cơ chế dây chuyền tương tự như trên và đều là phản ứng toả nhiệt. Vì vậy môi chất trong quá trình phản ứng cũng được tự sấy nóng làm xúc tiến quá trình phát hoả. Do đó lý thuyết của Viện sỹ Xêmenôp trình bày ở trên được gọi là lý thuyết về phản ứng dây chuyền - nhiệt.

4.3.2.2 Sự châm cháy nhiên liệu trong xylanh

Trong động cơ xăng và động cơ diesel sự hình thành hòa khí hòa khí cũng như cách thức đốt hòa khí khác nhau nên sự châm cháy của nhiên liệu cũng khác nhau. Sau đây ta sẽ vận dụng lý thuyết dây chuyền - nhiệt để xét cụ thể sự châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng và diesel.

a. Châm cháy ở nhiệt độ cao

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ xăng. Dưới tác dụng của tia lửa điện ở bugi, nhiệt độ tại đây có thể đạt $3000 \div 6000^{\circ}\text{C}$ [14, 15] làm cho cấu trúc phân tử nhiên liệu bị phá hủy, do đó tạo thành rất nhiều các phân tử hoạt tính. Đây chính là trung tâm hoạt tính đầu tiên để khởi phát phản ứng dây chuyền nhiệt. Cùng với sự phát triển phân nhánh của phản ứng dây chuyền, tốc độ tỏa nhiệt ngày một tăng. Khi tốc độ tỏa nhiệt vượt quá tốc độ truyền nhiệt ra vùng xung quanh thì phản ứng có thể tự gia tốc dẫn tới phát sinh ngọn lửa và hòa khí bốc cháy.

Quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao là quá trình chuyển tiếp liên tục từ phản ứng khởi tạo dây chuyền đến phản ứng tự gia tốc do hòa khí ngày càng được đốt nóng mạnh hơn. Toàn bộ quá trình được coi là một giai đoạn vì không có sự thay đổi đột biến về chất. Về bản chất, bốc cháy ở nhiệt độ cao là một dạng châm cháy dây chuyền nhiệt.

b. Châm cháy ở nhiệt độ thấp

Đây là dạng châm cháy của nhiên liệu trong động cơ diesel, thực chất là hiện tượng tự châm cháy do nén. Khác với châm cháy trong động cơ xăng, quá trình châm cháy trong động cơ diesel có thể chia thành hai giai đoạn.

- *Giai đoạn 1* là giai đoạn hình thành ngọn lửa nguội. Ở nhiệt độ thấp, các phân tử nhiên liệu không bị phân hủy mà chỉ tác dụng với oxy tạo thành các peoxit, phản ứng này tỏa ít nhiệt. Theo thời gian, sự tích tụ các peoxit ngày một tăng. Khi nồng độ của nó vượt quá một giá trị giới hạn nào đó thì liên kết bên trong phân tử bị phá vỡ dẫn tới hình thành các phân tử hoạt tính kèm theo hiện tượng phát quang yếu gọi là "*ngọn lửa nguội*". Đặc trưng giai đoạn này là sự thay đổi áp suất và nhiệt độ rất ít, gọi là giai đoạn cháy trễ ngọn lửa nguội.

- *Giai đoạn 2* là giai đoạn tích tụ các phân tử hoạt tính cho đến khi phản ứng dây chuyền kết thúc bằng sự nổ nhiệt và xuất hiện "*ngọn lửa nóng*". Do phản ứng dây chuyền tiếp tục, các phân tử hoạt tính xuất hiện ở cuối giai đoạn 1 được bổ sung ngày một nhiều. Khi tốc độ phản ứng dây chuyền đạt đến một giá trị nào đó, phản ứng tự gia tốc với mức độ ngày càng lớn xảy ra sự nổ nhiệt và ngọn lửa thực sự xuất hiện, nhiên liệu thực sự tự châm cháy. Nhiệt độ và áp suất trong giai đoạn này tăng dần cho đến khi tăng vọt ở đoạn cuối.

Như vậy, châm cháy ở nhiệt độ thấp cũng có bản chất là phản ứng dây chuyền - nhiệt.

4.3.2.3 Thời gian cháy trễ

Thời gian tính từ lúc bật tia lửa điện (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ diesel) cho đến khi quá trình cháy thực sự diễn ra với sự tăng vọt về áp suất và nhiệt độ trong xylanh gọi là thời gian cháy trễ τ_i (s) tương ứng với góc φ_i ($^{\circ}\text{TK}$). Về thực chất đó

là toàn bộ thời gian của giai đoạn châm cháy nhiên liệu đã xét ở mục 4.3.2.2 hay còn gọi là thời gian chuẩn bị để cháy. Đây là thông số rất quan trọng có ảnh hưởng rất lớn đến diễn biến và chất lượng quá trình cháy (sẽ xét kỹ ở mục 4.3.3 và 4.3.4). Thời gian cháy trễ phụ thuộc nhiều yếu tố như loại nhiên liệu biểu thị qua các thông số như trị số xetan (diesel), trị số octan (xăng), khối lượng riêng và độ nhớt; thời gian đánh lửa và năng lượng của tia lửa; nhiệt độ và áp suất trong xy lanh tại thời điểm đánh lửa (động cơ xăng) hoặc phun nhiên liệu (động cơ diesel); mức độ chuyển động rối của môi chất và phương pháp hình thành hòa khí... Trong phạm vi nhiệt độ và áp suất nhất định, nói chung có thể sử dụng biểu thức sau đây để xác định thời gian cháy trễ [2]:

$$\tau = a p^{-n} e^{\frac{E}{R^1}}$$

trong đó:

a: hằng số phụ thuộc loại nhiên liệu;

n: chỉ số, tùy thuộc loại phản ứng;

E: năng lượng hoạt hóa;

R: hằng số chất khí.

Trong động cơ xăng, góc đánh lửa sớm càng nhỏ (càng sát ĐCT) và thời gian đánh lửa càng dài (năng lượng tia lửa lớn) thì thời gian cháy trễ càng ngắn [7], trong điều kiện bình thường chiếm khoảng 6^oTK (độ trục khuỷu) [8]. Còn trong động cơ diesel có thể dùng công thức bán thực nghiệm dưới đây dùng để tính toán [8, 9].

$$\varphi_i(^{\circ}\text{TK}) = (0,36 + 0,22c_m) \exp \left[E_A \left(\frac{1}{R_\mu T_c} - \frac{1}{17.190} \right) \left(\frac{21,2}{p_c - 12,4} \right)^{0,63} \right]$$

trong đó:

E_A : năng lượng kích hoạt, $E_A = \frac{618,840}{X_e + 25}$ với X_e là trị số xetan;

c_m : tốc độ trung bình của piston (m/s);

R_μ : hằng số phổ biến của khí lý tưởng, $R_\mu = 8,314 \text{ kJ}/(\text{kmol.K})$;

T_c, p_c : nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun, có thể coi gần đúng:

$T_c = T_a \epsilon^{k-1}$ và $p_c = p_a \epsilon^k$ với T_a (K) và p_a (bar) là nhiệt độ và áp suất cuối quá trình nạp;

ϵ : tỷ số nén;

k: chỉ số đoạn nhiệt của không khí, trong trường hợp này lấy $k = 1,35$.

Từ $\varphi_i (^{\circ}\text{TK})$ có thể dễ dàng tính được τ_i (s):

$$\tau_i = \frac{\varphi_i}{6n}$$

với n là tốc độ vòng quay của trục khuỷu động cơ (vg/ph).

4.3.2.4 Các dạng cháy trong động cơ

Tiếp theo quá trình chuẩn bị (sự châm cháy) là quá trình cháy thực sự của nhiên liệu diễn ra trong xy lanh theo các dạng sau.

a. Cháy nổ lan dần

Cháy nổ lan dần là hiện tượng cháy hòa khí đồng nhất do lan tràn màng lửa (hay vùng phản ứng) từ nguồn lửa. Đây là dạng cháy bình thường trong động cơ xăng và động cơ gas. Tốc độ lan tràn màng lửa được quyết định bởi sự giãn nở của sản vật cháy (sau màng lửa) và độ bền lửa của hòa khí chưa cháy (trước màng lửa). Sự cháy hòa khí tạo thành sản vật cháy kèm theo tỏa nhiệt về cơ bản được tiến hành trong màng lửa. Trong không gian tự do màng lửa có dạng hình cầu. Tại một thời điểm xác định, trong không gian chứa hòa khí có hai vùng là sản vật cháy và hòa khí chưa cháy được ngăn cách với nhau bằng màng lửa.

Nếu hòa khí không chuyển động trong điều kiện áp suất và nhiệt độ khí trời thì tốc độ lan tràn màng lửa không lớn, chỉ khoảng $0,03 \div 0,05$ m/s. Còn trong điều kiện buồng cháy động cơ, tốc độ này đạt tới $10 \div 25$ m/s. Lý do là chuyển động rối của các phần tử hòa khí làm rút ngắn thời gian phản ứng sơ bộ do tăng cường khuếch tán các phần tử hoạt tính và truyền nhiệt, đồng thời làm cho màng lửa bị nhăn hay vỡ khi cường độ rối lớn nên tăng diện tích tiếp xúc với vùng hòa khí chưa cháy.

Màng lửa chỉ lan tràn được trong hòa khí có λ nằm trong giới hạn cháy (xem 3.2.2). Tốc độ lan tràn màng lửa lớn nhất khi $\lambda = 0,8 \div 0,9$ ứng với chế độ công suất cực đại của động cơ (xem 8.2.1.1).

b. Cháy khuếch tán

Cháy khuếch tán là quá trình cháy của hòa khí không đồng nhất, không được chuẩn bị trước, trong đó tốc độ cháy được quyết định bởi tốc độ hòa trộn giữa nhiên liệu với không khí nhờ hiện tượng khuếch tán. Quá trình cháy này phát sinh ngọn lửa gọi là ngọn lửa khuếch tán, ví dụ ngọn lửa đèn dầu, ngọn lửa trong bếp gas hay trong lò đốt dùng nhiên liệu khí hay lỏng. Đây cũng là trường hợp cháy của những giọt nhiên liệu được xé nhỏ từ tia nhiên liệu phun vào không khí nén trong buồng cháy động cơ diesel.

Ngọn lửa khuếch tán là do một lớp trong khu phản ứng nhà nhiệt tạo thành, nó tạo nên một lớp ngăn cách giữa dòng nhiên liệu và dòng không khí. Hòa khí không được hòa trộn trước mà vừa chuẩn bị bằng cách vừa khuếch tán nhiên liệu và không khí vào vùng phản ứng (ngọn lửa) vừa cháy. Vì tốc độ phản ứng hóa học lớn hơn rất nhiều so với tốc độ hòa trộn tạo thành hòa khí nên tốc độ cháy thực tế được xác định bởi tốc độ tạo thành hòa khí nhờ hiện tượng khuếch tán. Trong trường hợp cháy những hạt nhiên liệu lỏng thì tốc độ cháy được xác định bằng tốc độ bay hơi của nó vì tốc độ khuếch tán của hơi nhiên liệu vào không khí xung quanh hạt thường lớn hơn tốc độ bay hơi.

So với trường hợp hòa khí chuẩn bị trước (cháy nổ lan dần), tốc độ tỏa nhiệt trong ngọn lửa khuếch tán nhỏ hơn và ngọn lửa dày hơn. Ngoài ra, do ảnh hưởng của nhiệt độ lớn, các hạt cacbon được phân giải từ nhiên liệu gây phản xạ ánh sáng làm cho ngọn lửa trở nên sáng rực.

c. Cháy nổ đồng thời

Cháy nổ đồng thời là hiện tượng tự bốc cháy trong toàn bộ thể tích hòa khí có thành phần thích hợp.

Đối với hòa khí đồng nhất về thành phần và nhiệt độ, phản ứng tỏa nhiệt khi châm cháy xảy ra khắp mọi nơi. Tốc độ phản ứng tăng theo nhiệt độ nên phản ứng phát triển với tốc độ ngày càng tăng ở khắp mọi nơi và hoàn thành đồng thời. Sự hoàn thành đồng thời này gây nên sự nổ nhiệt cùng một lúc ở toàn bộ thể tích. Tại mỗi thời điểm, trong thể tích chứa hòa khí đang cháy nổ chỉ có một pha duy nhất là hòa khí đang phản ứng.

Cháy nổ đồng thời là dạng cháy trong động cơ xăng, động cơ gas đối với phần hòa khí bị kích nổ. Quá trình cháy trong động cơ diesel ở giai đoạn cháy nhanh (giai đoạn II thuộc mục 4.3.4.1) cũng có đặc trưng của dạng cháy nổ đồng thời.

4.3.2.5 Qui luật cháy và tốc độ tỏa nhiệt

Một thông số rất quan trọng của quá trình cháy là qui luật cháy. Trong số các qui luật cháy tìm ra qua thực nghiệm thì qui luật cháy của Vibe được công nhận rộng rãi:

$$x = \frac{g(\tau)}{g_{ct}} = 1 - c^{-6,908 \left(\frac{\tau}{\tau_z} \right)^{m+1}} \quad (4-28)$$

trong đó:

- $g(\tau)$ là lượng nhiên liệu đã cháy tính cho đến thời điểm τ ;
- g_{ct} là lượng nhiên liệu chu trình;
- m : hệ số quá trình cháy, tùy thuộc loại động cơ;
- τ_z là thời gian cháy.

Từ qui luật cháy, ta có thể dễ dàng tìm được tốc độ cháy $\frac{dx}{d\varphi}$ và tốc độ tỏa nhiệt $\frac{dQ}{d\varphi}$:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = g_{ct} Q_H \frac{dx}{d\varphi}$$

trong đó Q_H là nhiệt trị thấp của nhiên liệu.

4.3.3 Quá trình cháy trong động cơ xăng

4.3.3.1 Diễn biến

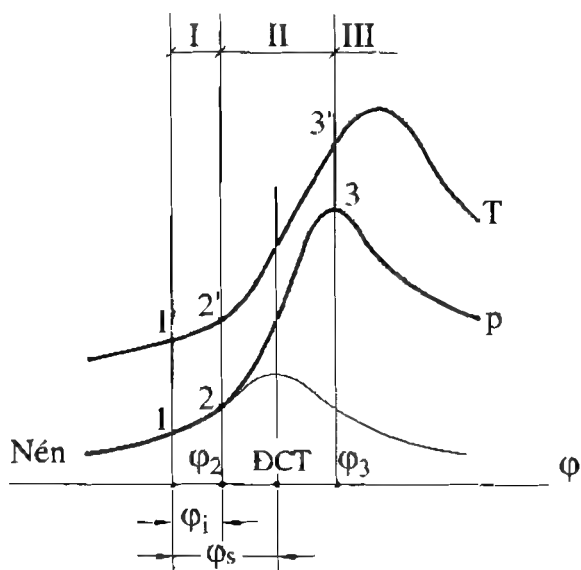
Do đặc điểm hình thành hòa khí bên ngoài xy lanh (trừ động cơ phun xăng trực tiếp), quá trình cháy trong động cơ xăng có thể chia ra thành 3 giai đoạn như sau, hình 4-12.

Giai đoạn I: giai đoạn cháy trễ, tính từ lúc bugi bật tia lửa điện tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén tại điểm 2, về bản chất là quá trình châm cháy ở nhiệt độ cao (xem 4.3.2.2 a). Trong giai đoạn này hình thành những nguồn lửa đầu tiên từ bugi

và bắt đầu dịch chuyển màng lửa. Lượng hòa khí tham gia phản ứng ít (chỉ tới khoảng 1,5%) nên lượng nhiệt toả ra nhỏ không làm thay đổi áp suất đường nén.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ τ_i (s) hay góc cháy trễ φ_i ($^{\circ}$ TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu, mức độ chuyển động rối của môi chất, nhiệt độ lân cận bugi tại thời điểm đánh lửa và năng lượng tia lửa...

Giai đoạn II: giai đoạn cháy nhanh, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3, màng lửa lan tràn với tốc độ lớn. Do hòa khí đã được chuẩn bị rất tốt từ trước (xăng rất dễ bay hơi; hơn nữa thời gian chuẩn bị dài: từ bên ngoài xy lanh rồi tiếp tục trong quá trình nạp và quá trình nén) nên phần lớn bị đốt cháy trong giai đoạn này. Do đó, tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xy lanh thay đổi ít nên gần với quá trình cấp nhiệt đẳng tích. Cuối giai đoạn này màng lửa hầu như lan tràn khắp buồng cháy và áp suất trong xy lanh đạt cực đại. Về bản chất, cháy trong giai đoạn này là cháy nổ lan dần (xem 4.3.2.4 a).



Hình 4-12. Quá trình cháy trong động cơ xăng

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất:

$$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi} = \frac{p_3 - p_2}{\varphi_{23}} \quad (4-29)$$

Quá trình cháy diễn ra càng mãnh liệt thì tốc độ tăng áp suất càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại. Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ xăng nằm trong khoảng 0,1 ÷ 0,2 MN/m² $^{\circ}$ TK.

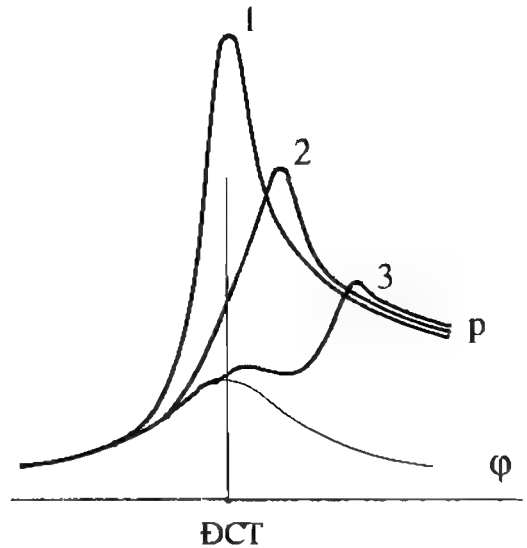
Từ lý thuyết và kinh nghiệm người ta rút ra qui luật sau: quá trình cháy có hiệu quả sinh công tốt nhất nếu như φ_2 và φ_3 đối xứng nhau qua ĐCT. Đây chính là một cơ sở để lựa chọn góc đánh lửa sớm (φ_s) tối ưu.

Giai đoạn III: giai đoạn cháy rớt, diễn ra từ điểm 3 trở đi. Tốc độ cháy giảm vì chỉ cháy nốt những phần hòa khí chưa cháy như lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy... trong điều kiện nồng độ oxy đã giảm nhiều nên tốc độ toả nhiệt nhỏ. Ngoài ra, piston đi càng xa khỏi ĐCT. Tất cả những điều đó dẫn tới hiệu quả sinh công thấp, nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Để hạn chế cháy rớt có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc đánh lửa sớm, cường độ xoáy lốc của môi chất thích hợp và sử dụng đúng loại nhiên liệu yêu cầu.

4.3.3.2 Những nhân tố ảnh hưởng

a. Góc đánh lửa sớm φ_s

Nếu φ_s quá lớn sẽ dẫn đến hiện tượng vừa cháy vừa nén làm tổn công nén và máy nóng, đường 1 hình 4-13. Ngược lại φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở, nhiệt độ khí thải cao, máy nóng và hiệu quả sinh công kém, đường 3 hình 4-13. Lựa chọn được φ_s tối ưu sẽ cho tính kinh tế và tính hiệu quả cao nhất, đường 2 hình 4-13. Tuy nhiên cần lưu ý rằng với φ_s tối ưu chưa thể khẳng định rằng nồng độ độc hại trong khí thải động cơ là thấp nhất.



Hình 4-13. Ảnh hưởng của góc đánh lửa sớm

b. Hệ số dư lượng không khí λ

Hòa khí trong động cơ xăng có giới hạn cháy hẹp $0,4 < \lambda < 1,68$ ở nhiệt độ 300°C . Vì vậy, để điều chỉnh tải trọng thường phải sử dụng phương pháp điều chỉnh lượng thông qua một van tiết lưu trên đường nạp.

Nếu λ càng lớn (hòa khí càng nhạt) nhiệt toả ra ít, công suất động cơ giảm. Ngoài ra, nếu hòa khí càng nhạt thì cháy rất căng kéo dài, hiệu quả sinh công giảm làm giảm tính hiệu quả và tính kinh tế của động cơ. Để khắc phục phần nào ảnh hưởng do cháy rất có thể tăng góc đánh lửa sớm φ_s .

Ngược lại, nếu λ nhỏ quá, hòa khí rất đậm, nhiên liệu cháy không hết làm giảm tính kinh tế của động cơ và tăng ô nhiễm môi trường.

Khi $\lambda = 0,8 \div 0,9$ thì tốc độ lan tràn màng lửa lớn nhất, động cơ đạt công suất lớn nhất và khi $\lambda = 1,05 - 1,10$ suất tiêu thụ nhiên liệu của động cơ nhỏ nhất (xem 8.2.1.1).

c. Tỷ số nén ϵ

Khi tăng ϵ làm cho nhiệt độ T_c và áp suất p_c tại thời điểm đánh lửa tăng dẫn tới giảm thời gian cháy trễ τ_i và φ_i . Để bảo đảm điều kiện $\varphi_2 = \varphi_3$ nói trên thì phải giảm góc đánh lửa sớm φ_s .

d. Kết cấu buồng cháy và bố trí bugi

Kết cấu buồng cháy gọn, bugi đặt giữa hoặc bố trí nhiều bugi làm cho thời gian và góc dành cho quá trình cháy nhanh là τ_{2-3} và φ_{2-3} (hình 4-12) được rút ngắn. Đồng thời

$\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và cháy rất giảm.

Nếu trong buồng cháy tạo được chuyển động rối hợp lý thì tốc độ cháy tăng dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ tăng và giảm cháy rút.

e. Tốc độ vòng quay n

Khi tăng n, thời gian (tính theo s) dành cho toàn bộ quá trình cháy giảm. Tuy nhiên, chuyển động rối tăng dẫn đến tăng tốc độ lan tràn màng lửa nên góc dành cho quá trình cháy nhanh φ_{2-3} (hình 4-12) gần như không đổi còn góc cháy trễ φ_1 và cháy rút có tăng. Thực nghiệm chứng tỏ φ_i tăng tỷ lệ với \sqrt{n} . Để bảo đảm điều kiện $\varphi_2 = \varphi_3$ (hình 4-12) thì phải tăng φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tốc độ vòng quay n trong động cơ xăng.

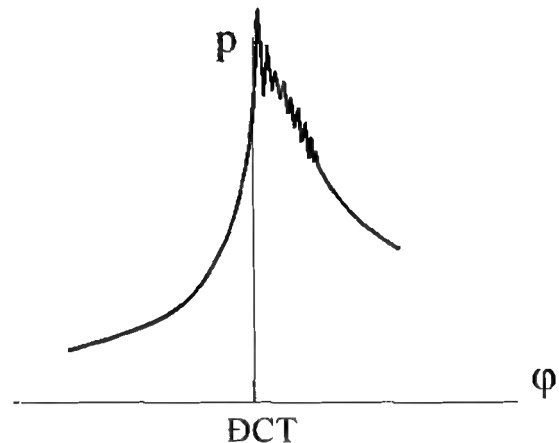
f. Tải trọng

Khi giảm tải trọng phải đóng bớt van tiết lưu trên đường nạp làm tăng hệ số khí sót γ_r (hòa khí “bẩn” hơn) và làm giảm áp suất và nhiệt độ cuối quá trình nén. Hòa khí khi đó phải đậm hơn (xem phần đặc tính của bộ chế hoà khí lý tưởng môn Động cơ đốt trong). Do đó φ_1 tăng và tốc độ cháy giảm làm cho quá trình cháy kéo dài, tính kinh tế giảm và tăng ô nhiễm môi trường. Để hạn chế ảnh hưởng này thì phải tăng góc đánh lửa sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc đánh lửa sớm theo tải trọng trong động cơ xăng.

4.3.3.3 Các hiện tượng cháy không bình thường

a. Kích nổ

Do những yếu tố nào đó như vận hành hay sử dụng nhiên liệu... không đúng, nhiệt độ tại một hay một số vùng trong buồng cháy đủ lớn để hòa khí tự cháy với sự xuất hiện ngọn lửa cục bộ *khi ngọn lửa từ bugi chưa lan tràn tới*. Về bản chất, đây là dạng cháy nổ đồng thời (xem 4.3.2.4.c). Nguồn lửa này phát triển rất nhanh, lan tràn với tốc độ lớn và chèn ép với vùng cháy do ngọn lửa từ bugi, gây ra sóng va kèm theo tiếng gõ rất đánh và áp suất trong buồng cháy dao động với tần số lớn, hình 4-14. Nhiên liệu không kịp cháy bị phân huỷ thành các bon tự do nên khí thải có khói đen. Do kích nổ, động cơ rất nóng và công suất giảm nên không thể tiếp tục làm việc được.



Hình 4-14. Áp suất trong xy lanh khi có kích nổ

Thời gian tự cháy của hòa khí τ_{κ} có thể xác định theo công thức thực nghiệm sau [9]:

$$\tau_{ic} = 17,68 \left(\frac{ON}{100} \right)^{3,402} p^{-1,7} \exp \left(\frac{3800}{T} \right) (\text{ms})$$

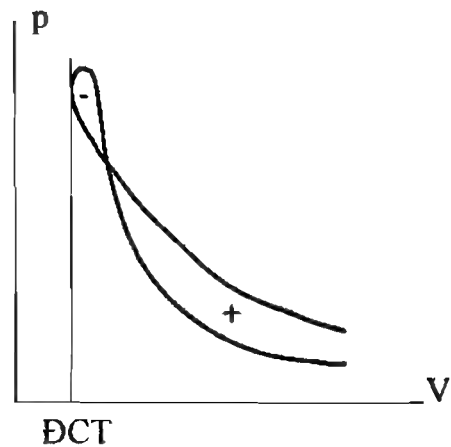
Trong đó ON là trị số octan (xem 3.1.4, p (at) và T (K) là áp suất và nhiệt độ của hòa khí.

Kích nổ là hiện tượng đặc thù ở động cơ đốt cháy cưỡng bức. Những yếu tố nào làm tăng nhiệt độ cục bộ chính là nguyên nhân gây kích nổ. Đó là tỷ số nén ϵ lớn, nhiên liệu có trị số octan nhỏ, tải trọng lớn, làm mát kém, góc đánh lửa sớm không phù hợp...

Trên những động cơ ô tô phun xăng hiện đại thường trang bị cảm biến kích nổ (knock sensor) thực chất là cảm biến gia tốc có dải đo tới 10g (g là gia tốc trọng trường) dùng để phát hiện kích nổ thông qua đặc tính dao động áp suất, hình 4-14. Tín hiệu kích nổ sẽ truyền về ECU (Electronic Control Unit) để tự động điều chỉnh các thông số làm việc của động cơ sao cho sát với giới hạn kích nổ để động cơ đạt hiệu suất cao nhất. Động cơ cao tốc và tải lớn có thể trang bị cho mỗi xylanh một cảm biến kích nổ, còn thông thường thì trang bị một cảm biến cho động cơ 4 xylanh, hai cảm biến cho động cơ 5, 6 xylanh và hai cảm biến hoặc nhiều hơn nữa cho động cơ 8, 12 xylanh.

b. Cháy sớm

Là hiện tượng cháy xảy ra khi bugi chưa bật tia lửa điện. Nguồn lửa có thể là các chi tiết quá nóng hoặc muội than nóng đỏ, nên cháy sớm không có qui luật và không điều khiển được. Cháy sớm làm tăng công nén, hình 4-15, máy rất nóng tới mức có thể làm chảy piston. Kích nổ và cháy sớm thường đi kèm với nhau vì có cùng nguyên nhân là nhiệt độ cao.



Hình 4-15. Áp suất trong xylanh khi có cháy sớm

c. Ngắt điện vẫn làm việc

Hiện tượng này xảy ra khi động cơ làm việc lâu ở trạng thái tải lớn, tốc độ vòng quay thấp. Khi đó nhiệt độ các chi tiết rất cao và thời gian cháy trễ đủ lớn để hòa khí tự cháy (xem 4.3.3.3a).

d. Nổ trong xylanh

Khi động cơ làm việc lâu ở chế độ không tải, hòa khí quá đậm, nhiên liệu cháy không hết phân huỷ thành muội than và bị nung nóng đỏ bám lên các chi tiết như bugi, xupáp. Khi động cơ chuyển về chế độ có tải, lượng hòa khí vào xylanh nhiều hơn sẽ bị những nguồn lửa nói trên đốt đồng thời ở nhiều điểm trong xylanh nên gây ra tiếng nổ.

e. Nổ trong đường thải

Khi động cơ đang làm việc ở chế độ tải lớn đột ngột chuyển về chế độ không tải, ví dụ như trường hợp phanh ô tô đột ngột, nếu động cơ dùng bộ chế hoà khí thì hòa khí khi đó sẽ quá đậm (do đặc điểm cấu tạo của bộ chế hoà khí khi động cơ bị kéo ở chế độ tốc

độ vòng quay cao và van tiết lưu ở vị trí không tải). Quá trình cháy khi đó có thể kéo dài cho tới tận đường thải gây ra tiếng nổ.

4.3.4 Quá trình cháy trong động cơ diesel

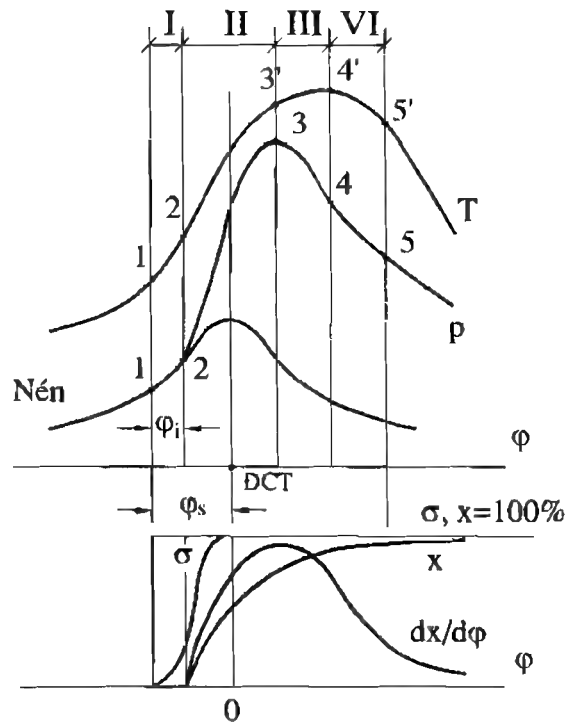
4.3.4.1 Diễn biến

Tương tự như trong động cơ xăng, trên hình 4-16 thể hiện áp suất và nhiệt độ trong xylanh. Ngoài ra còn thể hiện qui luật phun thông qua đại lượng σ là tỷ lệ (%) lượng nhiên liệu đã phun so với lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} , qui luật cháy x (%) và tốc độ toả nhiệt $dx/d\varphi$ (xem mục 4.3.2.5). Động cơ diesel là động cơ có quá trình hình thành hòa khí bên trong xylanh. Từ đặc điểm này có thể chia quá trình cháy thành 4 giai đoạn.

Giai đoạn I: cháy trễ, tính từ khi vòi phun phun nhiên liệu tại điểm 1 đến khi đường cháy tách khỏi đường nén 2, về bản chất là quá trình chậm cháy ở nhiệt độ thấp (xem 4.3.2.2 b). Trong giai đoạn này xảy ra các quá trình tạo thành hòa khí và chuẩn bị cháy như xé nhỏ nhiên liệu, bay hơi và hoà trộn nhiên liệu, phản ứng sơ bộ hình thành những trung tâm tự cháy đầu tiên và bước đầu phát triển những trung tâm này.

Các thông số đặc trưng của giai đoạn cháy trễ là thời gian cháy trễ τ_i (s) hay góc cháy trễ φ_i ($^{\circ}$ TK), phụ thuộc trước hết vào thành phần và tính chất của nhiên liệu như trị số xetan Xe, độ nhớt... Ngoài ra, thời gian cháy trễ còn chịu ảnh hưởng của các yếu tố khác như nhiệt độ và áp suất trong xylanh tại thời điểm phun, độ phun tới, mức độ chuyển động rối của môi chất...

Giai đoạn II: cháy nhanh, diễn ra từ điểm 2 đến điểm 3. Phân hòa khí đã được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ bốc cháy rất nhanh làm cho áp suất và nhiệt độ trong xylanh tăng vọt. Tốc độ toả nhiệt rất lớn trong khi thể tích xylanh thay đổi ít nên giai đoạn cháy nhanh gần với quá trình cấp nhiệt đẳng tích. Có thể coi đây là một dạng của cháy nổ đồng thời (xem 4.3.2.4.c).



Hình 4-16. Quá trình cháy trong động cơ diesel

Thông số đặc trưng của giai đoạn cháy nhanh là tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$, xem (4-29). Lượng hòa khí được chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ càng nhiều thì $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ càng lớn, động cơ làm việc không êm và ngược lại.

Trong thực tế, $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ của động cơ diesel nằm trong khoảng $0,3 \div 0,6 \text{ MN/m}^2 \text{ } ^\circ\text{TK}$, lớn hơn nhiều (khoảng 3 lần) so với của động cơ xăng vì tỷ số nén cao hơn. Chính vì vậy nên động cơ diesel làm việc không êm như động cơ xăng.

Giai đoạn III: cháy chính, diễn ra từ điểm 3 đến điểm 4. Hòa khí vừa chuẩn bị vừa cháy nên quá trình cháy diễn ra từ từ theo dạng cháy khuếch tán (xem 4.3.2.4 b). Vì vậy quá trình cháy diễn ra êm dịu hơn. Có thể coi giai đoạn cháy chính gần với quá trình cấp nhiệt đẳng áp và toàn bộ quá trình cháy trong động cơ diesel gần với chu trình cấp nhiệt hỗn hợp. Tốc độ cháy được quyết định bởi tốc độ hoà trộn giữa nhiên liệu và không khí hay tốc độ chuẩn bị hòa khí. Mặt khác, tốc độ cháy giảm còn do nồng độ oxy giảm dần. Do đó, tuy quá trình cháy diễn ra êm nhưng hiệu quả biến đổi nhiệt thành công giảm (tính kinh tế giảm) và tăng khả năng cháy sót ở giai đoạn sau. Trong thực tế khoảng $50 \div 60\%$ lượng nhiên liệu chu trình cháy trong giai đoạn III.

Giai đoạn IV: cháy sót, cũng như ở động cơ xăng trong giai đoạn cháy sót sẽ cháy nốt những phần hòa khí còn lại (lớp sát vách hay ở khe kẽ của buồng cháy...). Hiệu quả sinh công thấp, nhiệt sinh ra chủ yếu làm nóng các chi tiết. Giai đoạn cháy sót được coi là kết thúc (hay toàn bộ quá trình cháy kết thúc) khi cháy hết $95 \div 97\%$ lượng nhiên liệu chu trình. Để hạn chế cháy sót có thể áp dụng các biện pháp như chọn góc phun sớm φ_s , cường độ vận động rối của môi chất thích hợp...

4.3.4.2 Những nhân tố ảnh hưởng

a. Tính chất của nhiên liệu

Nhiên liệu có trị số xetan Xe lớn (tính tự cháy cao), độ nhớt nhỏ (dễ phun tơi), khối lượng riêng nhỏ (dễ bay hơi) thì thời gian cháy trễ τ_i nhỏ, lượng nhiên liệu chuẩn bị trong thời gian cháy trễ ít nên $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_{\max} nhỏ, động cơ làm việc êm.

b. Tỷ số nén ε

Tăng ε làm tăng nhiệt độ T_c và áp suất p_c tại thời điểm phun nhiên liệu, tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị nên τ_i giảm dẫn tới $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ giảm, động cơ làm việc êm hơn.

c. Góc phun sớm

Góc phun sớm φ_s lớn quá thì điều kiện cho quá trình chuẩn bị không thuận lợi do nhiệt độ và áp suất tại thời điểm phun nhiên liệu còn nhỏ. Do đó thời gian cháy trễ τ_i dài,

lượng hòa khí chuẩn bị nhiều nên $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ lớn, động cơ làm việc không êm. Ngoài ra, φ_s lớn làm tăng công nén dẫn tới giảm hiệu quả sinh công và máy nóng.

Góc phun sớm φ_s nhỏ quá làm cho quá trình cháy kéo dài trên đường giãn nở cũng dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

Vì vậy, lựa chọn góc phun sớm tối ưu là một trong những nhiệm vụ đầu tiên của người thiết kế. Góc phun sớm φ_s tối ưu phụ thuộc vào chế độ làm việc (tốc độ vòng quay, tải trọng...) tỷ số nén, kết cấu buồng cháy... và thường được lựa chọn bằng thực nghiệm.

d. Chất lượng và qui luật phun nhiên liệu

Chất lượng phun (xem 7.2.1.2) ảnh hưởng rất lớn đến tạo thành hòa khí và cháy. Nếu nhiên liệu phun tơi (ví dụ do áp suất phun lớn, xoáy lốc của không khí trong quá trình nén đủ mạnh) tạo điều kiện thuận lợi cho quá trình chuẩn bị hòa khí thì thời gian cháy trễ τ_c và tốc độ tăng áp suất $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ nhỏ, động cơ

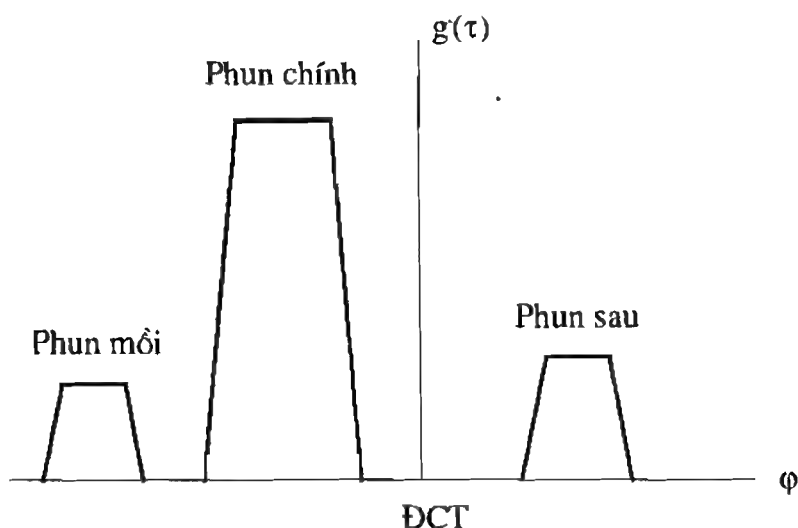
làm việc êm.

Chính vì vậy, áp

suất phun trong động cơ diesel hiện đại có xu hướng ngày càng tăng. Trong hệ thống nhiên liệu common rail, áp suất phun có thể tới 2000 bar (và có thể còn cao hơn nữa) nên nhiên liệu phun rất tơi, hạt rất nhỏ và đều.

Qui luật phun cũng là một nhân tố ảnh hưởng quyết định đến diễn biến quá trình cháy. Nếu rút ngắn thời gian phun tức là tăng cường độ phun (bằng cách thay đổi dạng cam của bơm cao áp đối với hệ thống nhiên liệu thông thường hay thay đổi qui luật điều khiển phun nhiên liệu trong hệ thống nhiên liệu điện tử) sẽ làm cho lượng nhiên liệu chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ tăng lên dẫn tới tăng $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ và p_{\max} , động cơ khi đó làm

việc ồn và rung giật. Trong động cơ dùng hệ thống nhiên liệu common rail có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn. Hình 4-17 thể hiện lưu lượng phun theo góc quay trục khuỷu. Do điều khiển phun bằng điện tử nên có thể tổ chức phun thành nhiều giai đoạn bao gồm phun mỗi, phun chính và phun sau. Phun mỗi trước khi phun chính làm giảm tốc độ tăng áp suất khi cháy do hạn chế lượng nhiên liệu tham gia chuẩn bị trong giai đoạn cháy trễ



Hình 4-17. Phun nhiều giai đoạn trong động cơ dùng hệ thống nhiên liệu common rail

nên động cơ làm việc êm hơn, tiếng gõ đặc thù ở động cơ diesel giảm. Phun sau có tác dụng gia nhiệt trong quá trình giãn nở để tăng cường phản ứng oxy hoá các chất độc hại trong khí thải như CO, C_mH_n và muội than (xem bài giảng Khí thải và ô nhiễm môi trường).

e. Xoáy lốc không khí trong buồng cháy

Xoáy lốc làm tăng khả năng hoà trộn nhiên liệu với không khí, giảm thời gian cháy trễ τ_i và giảm cháy rớt. Tóm lại, xoáy lốc là một biện pháp rất hiệu quả nhằm hoàn thiện quá trình cháy. Tuy nhiên, xoáy lốc với cường độ quá lớn sẽ tổn nhiều năng lượng, làm tăng tổn thất cơ giới và có thể dẫn tới giảm tính kinh tế và tính hiệu quả của động cơ.

f. Tải trọng và hệ số dư lượng không khí λ

Hòa khí trong động cơ diesel có giới hạn cháy rất rộng trong khoảng $1,2 \div 10$. Lý do là hòa khí tạo thành bên trong xylanh không đồng nhất nên luôn có những vùng có $\lambda = 0,80 \div 0,90$ dễ cháy nhất trở thành mồi lửa để đốt phần hòa khí còn lại. do đó giới hạn trên rất cao. Mặt khác, cũng chính vì hòa khí không đồng nhất nên có những vùng rất nhạt, thậm chí không có nhiên liệu, trong khi có những vùng quá đậm khi cháy sẽ sinh khói đen, do đó giới hạn dưới cũng khá cao.

Do giới hạn cháy rộng nên người ta điều chỉnh tải của động cơ bằng phương pháp điều chỉnh chất tức là điều chỉnh chính λ thông qua điều chỉnh lượng nhiên liệu chu trình g_{ct} .

Khi giảm tải, g_{ct} giảm, λ tăng, thời gian phun giảm do đó quá trình cháy cũng được rút ngắn. Vì vậy phải giảm góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tải trọng đối với động cơ diesel.

g. Tốc độ vòng quay n

Khi tăng tốc độ vòng quay, thời gian của quá trình cháy (tính theo s) bị rút ngắn (ảnh hưởng xấu đến quá trình cháy) nhưng cường độ xoáy lốc tăng và nhiên liệu phun tới hơn (ảnh hưởng tốt). Tổng hợp lại, góc dành cho hai giai đoạn cháy chủ yếu φ_{2-4} thay đổi ít nhưng góc cháy trễ φ_i tăng lên, do đó phải tăng góc phun sớm φ_s . Đây chính là nguyên tắc điều chỉnh góc phun sớm theo tốc độ vòng quay trong động cơ diesel.

4.3.5 Tính toán nhiệt động quá trình cháy

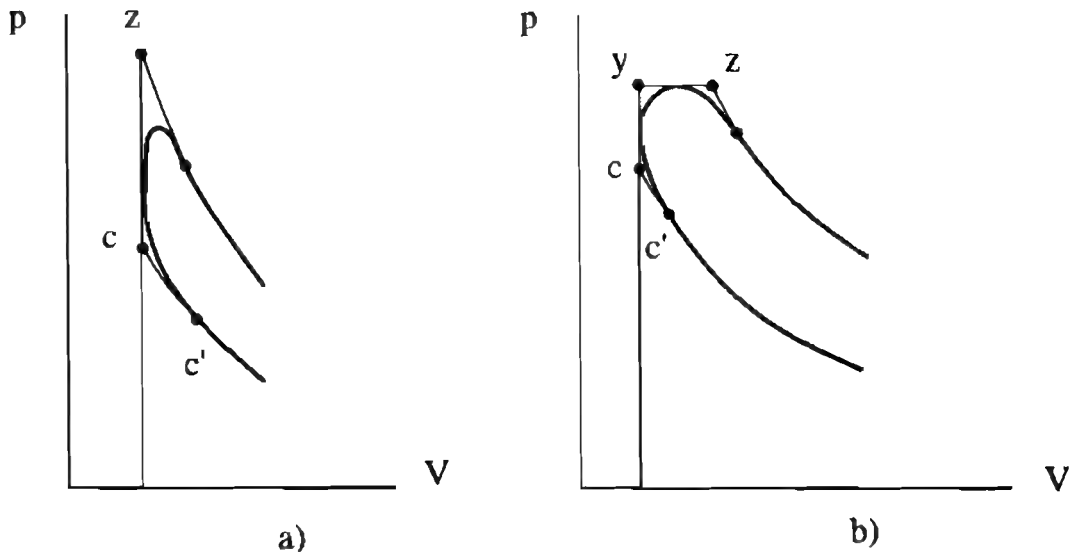
Tính toán nhiệt động quá trình cháy nhằm xác định các thông số trạng thái của môi chất như nhiệt độ và áp suất trong suốt quá trình. Trong thực tế, rất khó tính toán chính xác các đại lượng này vì quá trình cháy vốn rất phức tạp. Để đơn giản, chúng ta thay quá trình cháy thực tế (đường liền trên hình 4-18) bằng các quá trình cấp nhiệt cơ bản gồm cấp nhiệt đẳng tích và cấp nhiệt đẳng áp. Cụ thể, quá trình cháy của động cơ xăng thay bằng quá trình cấp nhiệt đẳng tích cz (xem 4.3.3.1) và quá trình cháy của động cơ diesel thay bằng quá trình cấp nhiệt hỗn hợp cyz (xem 4.3.4.1). Như vậy, mục đích tính toán cuối cùng chỉ là xác định nhiệt độ T_z , áp suất p_z và hệ số giãn nở sớm ρ (cũng có nghĩa là xác định toạ độ của điểm z trên đồ thị công).

Để tính toán, ta sử dụng định luật nhiệt động I cho quá trình c-z:

$$Q_{cz} = \Delta U_{cz} + L_{cz} \quad (4-30)$$

Trong đó: Q_{cz} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy nhiên liệu Q_{ch} (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết rồi truyền cho môi chất làm mát Q_{lm} (âm); $\Delta U = U_z - U_c$ là biến đổi nội năng của môi chất và L_{cz} là công của quá trình. Sau đây ta sẽ xác định từng thành phần cụ thể.

- Q_{cz} có thể tính theo phương trình cân bằng năng lượng sau:



Hình 4-18. Sơ đồ tính toán nhiệt động quá trình cháy:

a) Động cơ xăng, b) Động cơ diesel

$$Q_{cz} = Q_{ch} - Q_{lm} = (Q_H - \Delta Q_H - Q_{ch} - Q_p) - Q_{lm} \quad (4-31)$$

trong đó:

Q_H : nhiệt trị thấp của nhiên liệu

ΔQ_H : nhiệt lượng của phần nhiên liệu không cháy được do thiếu không khí. Khi $\lambda \geq 1$ có thể coi $\Delta Q_H = 0$. Còn khi $\lambda < 1$ có thể dùng công thức thực nghiệm sau:

$$\Delta Q_H = 126 \cdot 10^6 (1 - \lambda) M_0 \text{ (J/kg)} \quad (4-32)$$

Q_{lm} : nhiệt lượng truyền cho môi chất làm mát

Q_{ch} : nhiệt lượng trong phần nhiên liệu chưa cháy, sẽ cháy ở giai đoạn sau

Q_p : nhiệt lượng mất mát cho phân giải sản vật cháy.

Tuy nhiên rất khó xác định chính xác từng thành phần của (4-31). Để đơn giản và thuận tiện cho tính toán, ta gọi:

$$\xi_z = \frac{Q_{cz}}{Q_H - \Delta Q_H} \quad (4-33)$$

là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm z, được lựa chọn theo các số liệu kinh nghiệm, $\xi_z = 0,85 \div 0,95$ đối với động cơ xăng, $\xi_z = 0,70 \div 0,85$ đối với động cơ diesel. Từ đó có thể tính:

$$Q_{cz} = \xi_z (Q_H - \Delta Q_H) \quad (4-34)$$

$$\bullet \Delta U_{cz} = U_z - U_c = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c \quad (4-35)$$

Tại điểm z, môi chất gồm khí sót của chu trình trước, sản vật cháy do đã cháy x_z (%) nhiên liệu và khí nạp mới còn lại chưa cháy. Tỷ nhiệt của môi chất khi đó được tính theo công thức tỷ nhiệt của hỗn hợp khí như sau [11]:

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = \frac{\beta_0 \left(x_z + \frac{\gamma_r}{\beta_0} \right) \bar{C}_{\mu vz}'' + (1 - x_z) \bar{C}_{\mu vz}}{\beta_0 \left(x_z + \frac{\gamma_r}{\beta_0} \right) + (1 - x_z)} \quad (4-36)$$

Để tính (4-36) cần phải xác định x_z . Ta đã biết, quá trình cháy thực tế còn kéo dài trên đường giãn nở. Gọi lượng nhiệt do nhiên liệu cháy sinh ra trừ đi lượng nhiệt mất mát cho vách các chi tiết tính đến điểm b (xem mục 4.4) là Q_{cb} . Tương tự như ξ_z , xem (4-33), ta đặt:

$$\xi_b = \frac{Q_{cb}}{Q_H - \Delta Q_H}$$

gọi là hệ số lợi dụng nhiệt tại điểm b. Theo kinh nghiệm $\xi_b = 0,85 \div 0,95$ đối với động cơ xăng và $0,80 \div 0,90$ đối với động cơ diesel. Có thể coi:

$$x_z = \frac{\xi_z}{\xi_b}$$

Từ đó xác định được (4-36) có dạng:

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = a_v^* + \frac{b^*}{2} T_z$$

còn tỷ nhiệt của môi chất tại điểm c được xác định theo (3-48):

$$\bar{C}_{\mu vc}' = a_v' + \frac{b'}{2} T_c$$

• L_{cz}

- Đối với động cơ xăng:

$$L_{cz} = 0 \quad (4-37)$$

- Đối với động cơ diesel, đó là công của quá trình giãn nở đẳng áp yz:

$$L_{cz} = L_{yz} = p_z(V_z - V_y) = p_z V_z - \lambda p_c V_c = 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c \quad (4-38)$$

với λ là hệ số tăng áp suất, có thể chọn λ theo kinh nghiệm nằm trong khoảng $1,2 \div 2,4$.

Đến đây ta đã xác định được tất cả các thông số cần thiết của (4-30). Sau đây ta sẽ khảo sát (4-30) cụ thể cho từng loại động cơ để từ đó tìm các thông số trạng thái tại điểm z.

a. Động cơ xăng

Thay các phương trình (4-34), (4-35) và (4-37) vào (4-30), ta được:

$$\xi_z(Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c$$

Với lưu ý:

$$M_c = M_1(1 + \gamma_r)$$

$M_z = \beta_z M_c$ trong đó β_z là hệ số biến đổi phân tử tại điểm z, xác định theo (3-42):

$$\beta_z = 1 + x_z \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma_r}$$

ta được:

$$\frac{\xi_z(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + \bar{C}_{\mu vc}' T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu vz}'' T_z \quad (4-39)$$

gọi là phương trình cháy của động cơ xăng. Sau khi thay tất cả các thông số đã xác định ở trên vào (4-39), ta được phương trình bậc 2 đối với T_z :

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0 \quad (4-40)$$

Giải (4-40) và loại bỏ nghiệm âm, ta tìm được T_z . Theo kinh nghiệm, T_z nằm trong khoảng $2300 \div 2800$ K đối với động cơ xăng.

Để tìm các thông số còn lại tại điểm z, ta sử dụng phương trình trạng thái cho hai điểm c và z:

$$p_c V_c = 8314 M_c T_c \text{ và } p_z V_z = 8314 M_z T_z$$

Lập lập tỷ số:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{M_z}{M_c} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \text{ Chú ý rằng } \frac{p_z}{p_c} = \lambda, \frac{M_z}{M_c} = \beta_z \text{ và } \frac{V_z}{V_c} = \rho \text{ cuối cùng ta được:}$$

$$\lambda \rho = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (4-41)$$

Đối với động cơ xăng $\rho = 1$, tức là:

$$V_z = V_c$$

và theo (4-41) thì:

$$\lambda = \beta_z \frac{T_z}{T_c} \quad (4-42)$$

Cần chú ý rằng λ ở động cơ xăng được tính theo (4-42) chứ không phải chọn như ở động cơ diesel. Với λ tính được có thể dễ dàng xác định p_z :

$$p_z = \lambda p_c$$

b. Động cơ diesel

Tương tự, thay (4-34), (4-35) và (4-38) vào (4-30) đối với động cơ diesel, ta có:

$$\xi_z(Q_H - \Delta Q_H) = M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z - M_c \bar{C}_{\mu vc}' T_c + 8314 M_z T_z - 8314 \lambda M_c T_c$$

Với chú ý $\bar{C}_{\mu pz}^* = \bar{C}_{\mu vz}^* + 8314$ (J/kmol.K) và biến đổi tương tự như trường hợp động cơ xăng, ta được phương trình cháy cho động cơ diesel:

$$\frac{\xi_z(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1(1 + \gamma_r)} + (\bar{C}_{\mu vc}' + 8314\lambda)T_c = \beta_z \bar{C}_{\mu pz}^* T_z \quad (4-43)$$

Biến đổi tương tự, ta cũng được phương trình bậc hai dạng (4-40):

$$aT_z^2 + bT_z + c = 0$$

Giải phương trình này ta cũng tìm được T_z . Theo kinh nghiệm, $T_z = 1800 \div 2200$ K đối với động cơ diesel.

Ở trên đã chọn λ cho động cơ diesel nên:

$$p_z = \lambda p_c$$

Từ (4-41) có thể tính được ρ :

$$\rho = \frac{\beta_z}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (4-44)$$

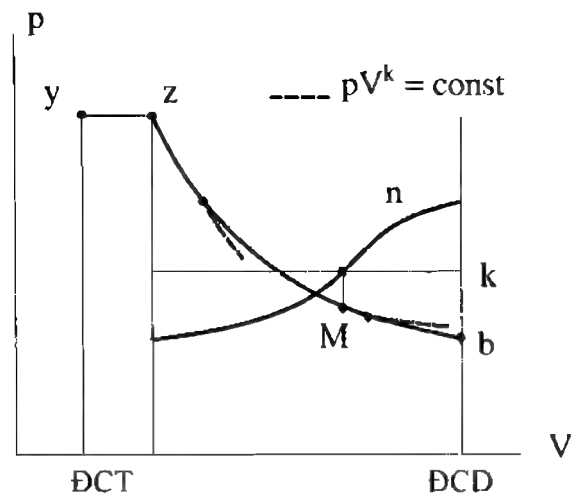
Từ đây dễ dàng tìm được:

$$V_z = \rho V_c$$

4.4 Quá trình giãn nở

4.4.1 Diễn biến

Trong quá trình giãn nở xảy ra nhiều quá trình vật lý phức tạp như cháy rớt, tái hợp sản vật cháy, truyền nhiệt phức tạp từ môi chất với vách các chi tiết và lọt khí... Tương tự như quá trình nén, có thể coi đây quá trình đa biến với chỉ số đa biến n thay đổi, hình 4-19. Đầu quá trình giãn nở, cháy rớt còn mạnh, môi chất nhận nhiệt nên đường giãn nở thoải hơn đường đoạn nhiệt (nằm trên), $n < k$. Piston càng đi xa ĐCT, cháy rớt giảm và diện tích trao đổi nhiệt tăng nên



Hình 4-19. Diễn biến quá trình giãn nở

lượng nhiệt nhận được giảm và lượng nhiệt mất mát tăng. Do đó n tăng dần cho đến điểm M với $n = k$, tại đó lượng nhiệt nhận được bằng lượng nhiệt mất mát. Nói cách khác, đó là chế độ đoạn nhiệt tức thời. Từ đó trở đi, môi chất mất nhiệt ngày càng nhiều, đường giãn nở dốc hơn đường đoạn nhiệt (nằm dưới), $n > k$.

Để tính toán đơn giản, cũng tương tự như quá trình nén, ta thay quá trình đa biến với n thay đổi bằng quá trình đa biến với chỉ số $n_2 = \text{const}$ với điều kiện cùng điểm đầu z và cùng công giãn nở. Theo kinh nghiệm n_2 nằm trong khoảng $1,25 \div 1,29$.

Nếu như biết được n_2 ta có thể dễ dàng tìm được nhiệt độ và áp suất cuối quá trình giãn nở tại điểm b.

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{V_z \cdot V_y}{V_b \cdot V_y} \right)^{n_2} = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (4-45)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_2 - 1}$$

Đối với động cơ xăng $\rho = 1$:

$$p_b = p_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2}} \quad (4-46)$$

$$T_b = T_z \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \quad (4-47)$$

4.4.2 Cân bằng nhiệt trong quá trình giãn nở

Để xác định n_2 , *thông số đặc trưng cho quá trình giãn nở*, ta dựa vào định luật nhiệt động I:

$$Q_{zb} = L_{zb} + \Delta U_{zb} \quad (4-48)$$

trong đó, Q_{zb} là tổng (đại số) nhiệt lượng mà môi chất trao đổi với môi trường, bao gồm nhiệt nhận được do cháy (dương) và nhiệt mất mát cho vách các chi tiết (âm); L_{zb} là công giãn nở và ΔU_{zb} là lượng biến đổi nội năng của môi chất. Sau đây ta sẽ tính toán từng thành phần cụ thể.

• Q_{zb}

Có thể viết như sau:

$$Q_{zb} = Q_{cb} - Q_{cz}$$

và sử dụng (4-34) và (4-42), ta có:

$$Q_{zb} = (\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)$$

• L_{zb}

$$L_{zb} = \frac{1}{n_2 - 1} (p_z V_z - p_b V_b) = \frac{8314}{n_2 - 1} (M_z T_z - M_b T_b)$$

Thay $M_z = \beta_z M_c = \beta_z M_1 (1 + \gamma_r)$ và $M_b = \beta M_c = \beta M_1 (1 + \gamma_r)$ ta được:

$$L_{zb} = \frac{8314 M_1 (1 + \gamma_r)}{n_2 - 1} (\beta_z T_z - \beta T_b)$$

• ΔU_{zb}

$$\Delta U_{zb} = U_b - U_z = M_b \bar{C}_{\mu vb}'' T_b - M_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z = M_1 (1 + \gamma_r) (\beta \bar{C}_{\mu vb}'' T_b - \beta_z \bar{C}_{\mu vz}^* T_z)$$

Thay các giá trị tỷ nhiệt được xác định theo chương III và có dạng như (3-48):

$$\bar{C}_{\mu vb}'' = a_v'' + \frac{b''}{2} T_b$$

$$\bar{C}_{\mu vz}^* = a_v^* + \frac{b^*}{2} T_z$$

Trong phạm vi nhiệt độ $1200 \div 2600$ K có thể coi $\beta_z \approx \beta$, $a_v^* \approx a_v''$ và $b^* \approx b''$. Thay tất cả vào (4-48) và rút gọn, cuối cùng ta được:

$$n_2 - 1 = \frac{8314}{\frac{(\xi_b - \xi_z)(Q_H - \Delta Q_H)}{M_1 (1 + \gamma_r) \beta (T_z - T_b)} + a_v'' + \frac{b''}{2} (T_z + T_b)} \quad (4-49)$$

Hệ phương trình (4-47), (4-49) được giải bằng phương pháp mò nghiệm để tìm n_2 và T_b tương tự như tìm n_1 và T_c trong quá trình nén. Khác với n_1 , nếu như lựa chọn ξ_z và ξ_b chính xác thì kết quả n_2 nhận được là chính xác. Để tìm áp suất p_b ta sử dụng các phương trình (4-45) và (4-46).

4.4.3 Các nhân tố ảnh hưởng đến n_2

Để dễ dàng khi khảo sát, ta chú ý rằng, nhiệt mà môi chất nhận được tăng (hay nhiệt mà môi chất mất đi giảm) thì đường giãn nở càng thoải tức n_2 càng giảm.

4.4.3.1 Tốc độ vòng quay n

Tổng quát, khi tăng n thì thời gian truyền nhiệt và lọt khí giảm nên mất nhiệt giảm, đồng thời nhận nhiệt tăng do cháy rớt tăng. Tất cả những điều đó dẫn tới làm giảm n_2 . Điều này nói chung đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

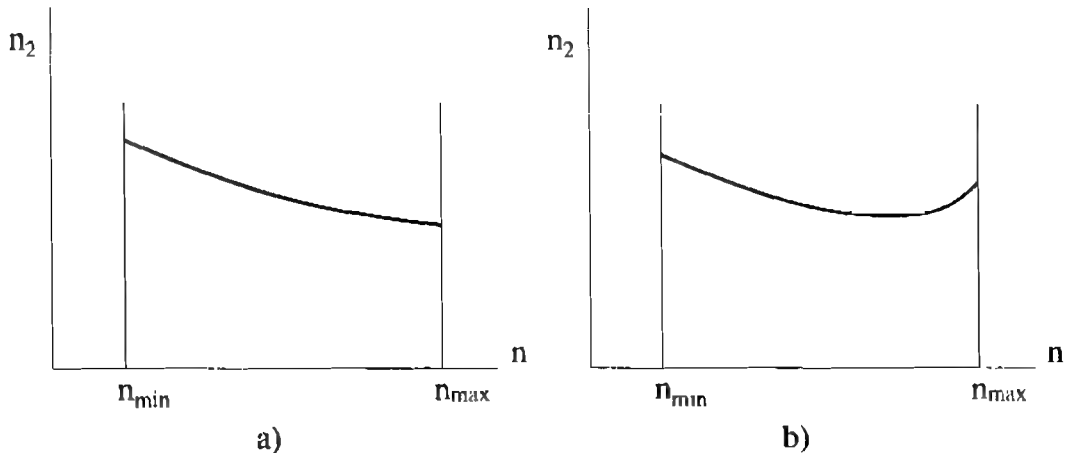
Riêng đối với động cơ xăng còn có thêm ảnh hưởng của tải trọng. Tại chế độ tải lớn và toàn tải, ban đầu n_2 giảm nhanh do những nguyên nhân trên, sau đó tăng một chút vì ở n lớn môi chất vận động rồi mạnh có tác dụng cải thiện quá trình cháy dẫn tới giảm cháy rớt.

Ảnh hưởng tổng hợp của tốc độ vòng quay n được thể hiện trên hình 4-20.

4.4.3.2 Tải trọng

Trong mọi trường hợp, khi tăng tải thì áp suất trong xylanh tăng làm tăng lọt khí. Đồng thời chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất và vách các chi tiết $T - T_w$ tăng. Những yếu tố đó làm tăng mất nhiệt nên n_2 tăng. Điều này đúng cho cả động cơ xăng và diesel.

Riêng đối với động cơ diesel, khi tăng tải, hệ số dư lượng không khí λ giảm, góc dành cho quá trình cháy tăng tức quá trình cháy kéo dài làm tăng cấp nhiệt nên n_2 giảm. Tổng hợp lại, ảnh hưởng riêng mạnh hơn nên thực tế n_2 giảm.

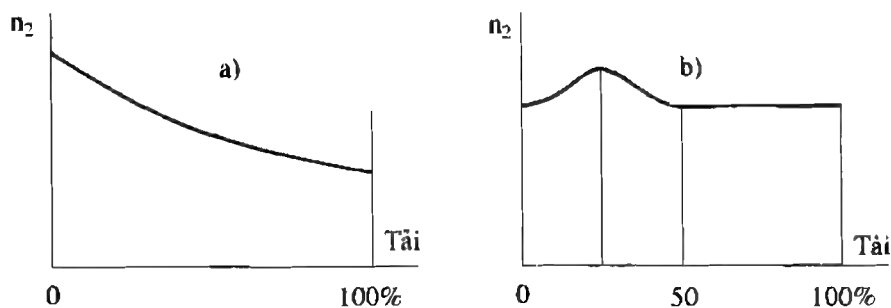


Hình 4-20. Ảnh hưởng của tốc độ vòng quay đến n_2

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Đối với động cơ xăng cũng có ảnh hưởng riêng nhưng còn phức tạp hơn. Ta khảo sát cho một trường hợp cụ thể dùng bộ chế hoà khí với đặc tính hòa khí nhạt dần khi tăng tải (xem giáo trình Hệ thống nhiên liệu và tự động điều chỉnh động cơ).

Thực nghiệm chứng tỏ, ảnh hưởng do lọt khí và tăng chênh lệch nhiệt độ (mất nhiệt tăng) và ảnh hưởng của cháy rớt tăng (nhận nhiệt tăng) cân bằng nhau trong khoảng từ 50 ÷ 100% tải nên n_2 gần như không đổi.



Hình 4-21. Ảnh hưởng của tải trọng đến n_2

a) Động cơ diesel, b) Động cơ xăng

Ở chế độ không tải và tải nhỏ, van tiết lưu mở nhỏ, γ_r lớn, cháy rất nhiều, lượng nhiệt môi chất nhận được lớn nên n_2 nhỏ.

Khi tăng tải, van tiết lưu mở to dần, γ_r giảm dần, cháy rất giảm làm giảm nhận nhiệt nên n_2 tăng và đạt cực đại ở khoảng $20 \div 25\%$ tải.

Tiếp tục tăng tải, cháy rất lại tăng do hòa khí nhạt dần, nhận nhiệt tăng nên n_2 giảm.

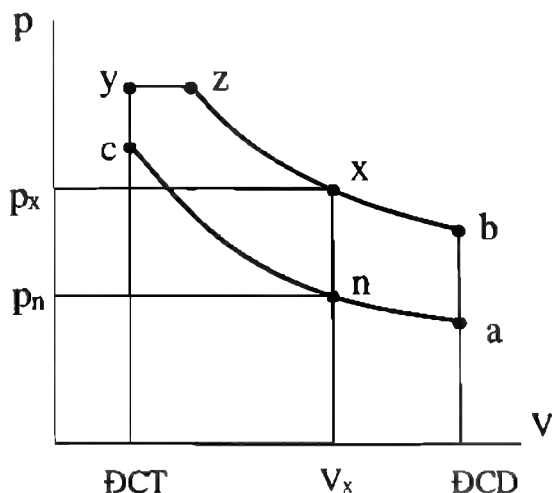
Ảnh hưởng tổng hợp của tải trọng đến n_2 được thể hiện trên hình 4-21.

4.4.3.3 Kích thước xylanh

Ta xét cho 2 trường hợp tương tự như 4.2.3.3.

- Khi giữ tỷ số $S/D = \text{const}$, tăng D (V_h tăng) làm cho $\frac{F_{lm}}{V_h}$ giảm nên mất nhiệt giảm dẫn tới n_2 giảm. Như vậy động cơ nhỏ bất lợi hơn.

- Nếu giữ $V_h = \text{const}$ và giảm S/D (tức tăng D , giảm S) làm cho F_{lm}/V_h giảm, mất nhiệt giảm nên n_2 giảm, công giãn nở thu được sẽ lớn hơn. Như vậy động cơ có S/D nhỏ có lợi hơn.



Hình 4-22. Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

4.4.4 Xác định nhiệt độ của môi chất trong quá trình giãn nở

Trong quá trình giãn nở còn xảy ra hiện tượng cháy rất kèm theo biến đổi phân tử nên tính toán nhiệt độ của môi chất không thể chỉ sử dụng một cách đơn giản phương trình của quá trình đa biến như trong quá trình nén mà phải kể đến yếu tố này. Tuy nhiên, ta có thể dựa vào nhiệt độ của quá trình nén làm cơ sở tính toán, hình 4-22.

Phương trình trạng thái cho điểm x nào đó trên đường giãn nở và điểm n trên đường nén có cùng thể tích V_x có dạng:

$$p_x V_x = 8314 M_x T_x$$

$$p_n V_x = 8314 M_n T_n$$

Lập tỷ số, ta được:

$$\frac{M_x}{M_n} \cdot \frac{T_x}{T_n} = \frac{p_x}{p_n}$$

Có thể coi $M_n = M_c = M_l(1 + \gamma_r)$ là lượng môi chất cuối quá trình nén khi không kể đến nạp thêm và lọt khí thì $\frac{M_x}{M_n} = \beta_x$ là hệ số biến đổi phân tử tại điểm x tính theo (3-42).

Từ đó tính được:

$$T_v = \frac{1}{\beta_v} \frac{p_v}{p_n} T_n$$

với:

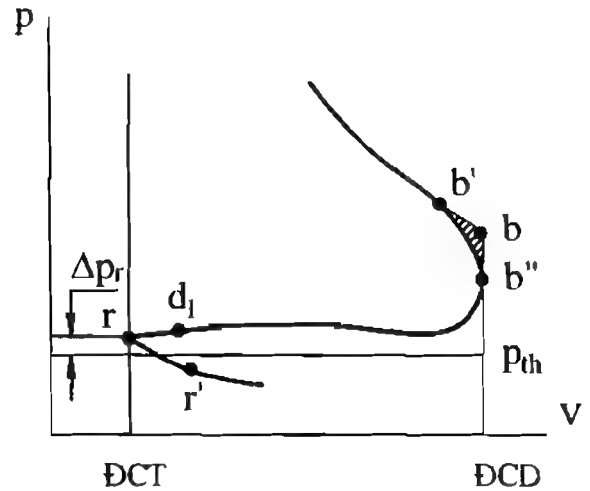
$$p_n = p_a \left(\frac{V_a}{V_v} \right)^{\gamma_1}, \quad p_v = p_b \left(\frac{V_a}{V_v} \right)^{\gamma_2} \quad \text{và} \quad T_n = T_a \left(\frac{V_a}{V_v} \right)^{\gamma_1 - 1}$$

4.5 Quá trình thải

Trong thực tế, quá trình nạp liên quan chặt chẽ đến quá trình thải. Do đó, khi khảo sát quá trình nạp đã đề cập tỷ mỉ đến quá trình thải với các thông số liên quan như p_{th} , p_r , T_r , γ_r ... Vì vậy sau đây ta chỉ đề cập một cách tóm tắt những vấn đề chính của quá trình thải.

4.5.1 Diễn biến và vấn đề thải sạch

Sau đây ta chỉ khảo sát quá trình thải cho một trường hợp làm ví dụ là động cơ 4 kỳ không tăng áp, hình 4-23. Động cơ hai kỳ sẽ được xét trong chương 6, còn động cơ tăng áp sẽ được khảo sát trong giáo trình Tăng áp động cơ đốt trong.



Hình 4-23. Quá trình thải của động cơ 4 kỳ không tăng áp

Khi xupáp thải mở sớm tại điểm b', do chênh lệch áp suất lớn, dòng khí lưu động qua xupáp thải với vận tốc rất lớn tới $600 \div 700$ m/s. Trong giai đoạn thải tự do tính đến điểm b'' (ĐCD) có tới $60 \div 70\%$ sản vật cháy được thải ra khỏi xylanh. Từ ĐCD trở đi tới ĐCT, môi chất trong xylanh bị piston đẩy cưỡng bức qua xupáp thải với vận tốc khoảng $200 \div 250$ m/s. Khi đó piston tiêu tốn một công gọi là công bơm.

Góc mở sớm xupáp thải φ_3 có ảnh hưởng lớn đến chất lượng thải và công bơm. Nếu mở sớm quá thì áp suất trong xylanh khi thải cưỡng bức sẽ nhỏ nên công bơm cũng nhỏ. Tuy nhiên, phần công giãn nở bị tổn thất (diện tích ///) sẽ tăng. Nếu mở muộn quá thì ngược lại, tổn thất công giãn nở nhỏ nhưng lại tổn công bơm. Vì vậy, φ_3 được lựa chọn sao cho lợi nhất về công.

Góc đóng muộn φ_4 được lựa chọn trong quan hệ chặt chẽ với góc mở sớm xupáp nạp φ_1 nhằm bảo đảm thải sạch và nạp đầy nhất có thể (γ_r nhỏ và η_v lớn). Mục đích cuối cùng cũng nhằm đạt được công của chu trình là lớn nhất tức là lợi nhất về công.

Pha phối khí tối ưu thường lựa chọn bằng thực nghiệm đòi hỏi thời gian dài và chi phí lớn. Ngày nay với sự trợ giúp của phương pháp mô phỏng (Simulation) với các phần mềm tính toán tiên tiến, thời gian và chi phí cho thực nghiệm giảm đi rất nhiều. Tại

Phòng thí nghiệm Động cơ đốt trong của Trường Đại học Bách khoa Hà Nội trong khoảng thời gian 2005-2007 đã sử dụng phần mềm AVL Boost (tính toán chu trình nhiệt động) và AVL Tycon (tính toán cơ cấu phối khí) để tính toán tối ưu pha phối khí cho động cơ diesel D243. Trên cơ sở đó đã thiết kế và chế tạo trục cam mới cho động cơ này để nâng cao hệ số nạp và qua đó tăng được công suất động cơ khoảng 5%.

4.5.2 Xử lý khí thải

Khí thải động cơ là một trong những nguồn chủ yếu gây ô nhiễm môi trường do ồn và nghiêm trọng hơn là thải vào môi trường nhiều chất độc hại. Ngày nay vấn đề bảo vệ môi trường được quan tâm ở mọi nơi trên thế giới nói chung và ở nước ta nói riêng cho nên chỉ tiêu về chất lượng khí thải là một trong những chỉ tiêu cơ bản để đánh giá chất lượng động cơ.

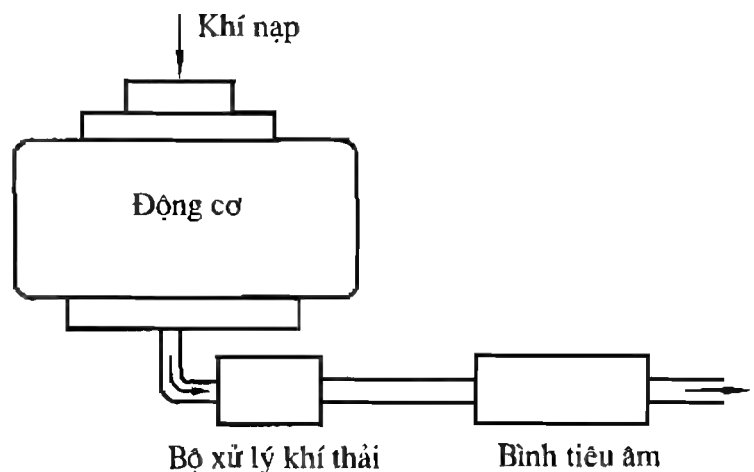
Để giảm tiếng ồn, động cơ được trang bị bình tiêu âm trên đường thải. Hiện nay mới chỉ có một số nước có ngành công nghiệp chế tạo động cơ phát triển đưa ra các tiêu chuẩn về tiếng ồn của động cơ. Do hạn chế về khuôn khổ giáo trình nên không đề cập đến vấn đề giảm ồn và bình tiêu âm ở đây, đề nghị xem giáo trình Kết cấu tính toán động cơ và Trang bị động lực.

Trong khí thải độc hại chứa các thành phần độc hại như CO, NO_x, C_mH_n, P-M (Particulate-Matter, tạm dịch là bụi khói)... Để kiểm soát phát thải độc hại hầu hết các nước đều áp dụng các tiêu chuẩn để các nhà chế tạo động cơ phải tuân thủ. Nói chung, các tiêu chuẩn này ngày càng được xiết chặt theo một lộ trình định trước được cân nhắc rất kỹ lưỡng. Hiện nay trên thế giới có 3 hệ thống tiêu chuẩn khí thải là tiêu chuẩn của Châu Âu (EU), của Mỹ và của Nhật Bản. Châu Âu áp dụng tiêu chuẩn của mình gọi là EURO với EURO 1 từ 1991, EURO 2 năm 1996, EURO 3 từ 2000, hiện đang áp dụng tiêu chuẩn EURO 4 từ 2005 và sẽ áp dụng EURO 5 từ 2008. Việt Nam áp dụng tiêu chuẩn EURO II từ 1/7/2007 và tiếp theo là các tiêu chuẩn EURO cao hơn.

Để bảo đảm các thành phần độc hại trong khí thải trong giới hạn cho phép của tiêu chuẩn, nói chung có nhiều phương pháp nhưng có thể chia thành hai nhóm.

Nhóm thứ nhất bao gồm các biện pháp liên quan đến loại nhiên liệu, cấu tạo và tổ chức các quá trình làm việc của động cơ... còn gọi là *các biện pháp nội tại động cơ*. Một số ví dụ có thể kể như dùng LPG, methanol, ethanol, luân hồi khí thải, phương pháp hình thành hòa khí phân lớp (động cơ xăng), dùng hệ thống nhiên liệu common rail (động cơ diesel), động cơ lai (hybrid engine)...

Nhóm thứ hai bao gồm *các biện pháp xử lý*



Hình 4-24. Các thiết bị trên đường thải

khí thải bằng các bộ xử lý trên đường thải như bộ xử lý oxy hóa (Oxydation Catalyst), bộ xử lý ba đường (Three Way-Catalyst, bộ khử NO_x (De- NO_x -Catalyst), bộ lọc bụi khói diesel (Diesel Particle Filter - DPF)... Nói chung, các bộ xử lý thường được bố trí trước bình tiêu âm trên đường thải và bản thân các bộ xử lý này cũng có tác dụng phần nào giảm âm, hình 4-24. Ngoài ra, các bộ xử lý cũng tạo ra sức cản đường thải nên có ảnh hưởng đến chu trình công tác của động cơ.

Vấn đề giảm độc hại trong khí thải động cơ đã được trình bày khái quát trong giáo trình Động cơ đốt trong và được trình bày chi tiết hơn trong chuyên đề Khí thải và ô nhiễm môi trường.

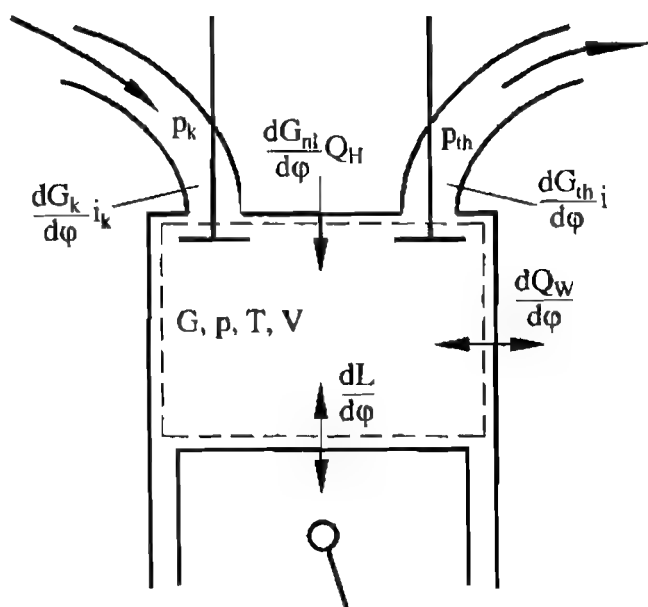
4.6 Tính toán mô phỏng chu trình làm việc của động cơ

Tính toán mô phỏng chu trình công tác của động cơ là một trong những mục tiêu nghiên cứu truyền thống của chuyên ngành. Sau đây sẽ trình bày một số phương pháp chủ yếu.

4.6.1 Phương pháp tính toán nhiệt động

Đây là phương pháp do Giáo sư Grinheveski và Giáo sư Mading thuộc Liên Xô (cũ) đề xuất từ những năm 30 của thế kỷ trước nên còn được gọi là phương pháp Grinhevesk - Mading

Nội dung chính của phương pháp đã được trình bày trong chương IV, đó là xác định được các thông số trạng thái (thể tích, nhiệt độ, áp suất) tại các điểm đặc biệt a, c, y, z và b. Chu trình làm việc với các điểm đặc biệt nói trên được gọi là chu trình tính toán. Trên cơ sở đó tính toán và hiệu chỉnh tiếp tục để xây dựng đồ thị công (p-V) của chu trình thực tế (xem chương V). Trình tự tính toán cụ thể được trình bày trong tài liệu Hướng dẫn làm Đồ án môn học Động cơ đốt trong. Có thể nói rằng phương pháp này chủ yếu dựa trên tính toán nhiệt động các quá trình thành phần (nạp, nén, cháy, giãn nở và thải) được đơn giản hóa khá nhiều (ví dụ: chọn áp suất của quá trình nạp, thải (p_a , p_r) bằng hằng số theo kinh nghiệm mà không tính quá trình trao đổi khí; hay chọn ξ_a , ξ_b chứ không tính toán diễn biến quá trình tỏa nhiệt khi cháy...) nên kết quả tính toán có độ chính xác không cao. Mặc dù vậy, phương pháp



Hình 4-25. Mô hình tính toán của phương pháp cân bằng năng lượng

Grinhevesk - Mading vẫn phản ánh được bản chất của các quá trình cũng như toàn bộ chu trình. Chính vì thế nên cho đến nay phương pháp này vẫn được coi là phương pháp kinh điển để tính toán nhiệt trong Đồ án môn học chuyên ngành Động cơ đốt trong.

4.6.2 Phương pháp cân bằng năng lượng

Đây là phương pháp mô phỏng chu trình làm việc của động cơ trên cơ sở xây dựng hệ phương trình vi phân mô tả quá trình trao đổi nhiệt và trao đổi khí trong động cơ. Phương pháp này do GS Vô-lô-đin (Liên Xô cũ) đề xuất vào những năm 80 của thế kỷ 20 và được GS Woschni (CHLB Đức) tiếp tục phát triển, hiện nay được dùng phổ biến để tính toán nhiệt độ và áp suất trong xy lanh theo góc quay trục khuỷu và qua đó xây dựng được đồ thị công của chu trình.

4.6.2.1 Mô hình mô phỏng

Xét ví dụ một động cơ diesel 4 kỳ, hình 4-25, có các thông số cho trước bao gồm kích thước hình học cũng như qui luật điều khiển của cơ cấu phối khí. Hệ khảo sát có đường biên được thể hiện bằng nét đứt chứa lượng môi chất trong xy lanh có khối lượng là m và các thông số trạng thái p , T , V .

Hệ phương trình mô tả sự trao đổi năng lượng và trao đổi chất của hệ với môi trường xung quanh gồm các phương trình sau.

a. Phương trình cân bằng năng lượng

$$\frac{dG_m}{d\varphi} Q_H + \frac{dQ_w}{d\varphi} + \frac{dG_k}{d\varphi} i_k - \frac{dG_{th}}{d\varphi} i_{th} = \frac{d(Gu)}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi} \quad (4-50)$$

trong đó:

- $Q_H dG_m$: lượng nhiệt cấp vào do cháy lượng nhiên liệu dG_m
- dQ_w : lượng nhiệt trao đổi với môi trường xung quanh (vách, nắp xy lanh...)

$$dQ_w = \alpha F (T_w - T) d\varphi \quad (4-51)$$

với α là hệ số trao đổi nhiệt, F là diện tích trao đổi nhiệt và T_w là nhiệt độ vách (Wall) trao đổi nhiệt

- $i_k dG_k$: entanpi của khí nạp mới đi vào xy lanh với i_k là entanpi đơn vị
- $i_{th} dG_{th}$: entanpi của sản vật cháy ra khỏi xy lanh (khí thải) với i_{th} là entanpi đơn vị
- $d(Gu)$: biến thiên nội năng của môi chất với u là nội năng đơn vị
- dL : công giãn nở của môi chất: $dL = -pdV$

b. Phương trình cân bằng khối lượng

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{dG_k}{d\varphi} - \frac{dG_{th}}{d\varphi} + \frac{dG_m}{d\varphi} \quad (4-52)$$

c. Phương trình trạng thái

$$pV = GRT \quad (4-53)$$

4.6.2.2 Điều kiện biên

Hệ phương trình (4-50), (4-52) và (4-53) đòi hỏi nhiều điều kiện biên cần phải xác định. Trong số đó có một số điều kiện biên quan trọng được trình bày dưới đây.

a. Lượng môi chất nạp vào hoặc thải khỏi xylanh

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{1}{6n} \frac{dG}{dt}$$

trong đó:

n : tốc độ động cơ (vg/ph)

$$\frac{dG}{dt} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (4-54)$$

μ, f : hệ số lưu lượng và diện tích thông qua của xupáp, được xác định dựa trên kích thước qui luật vận động của xupáp

p_1 và v_1 : áp suất và thể tích riêng của môi chất trước tiết diện thông qua của xupáp

ψ : hàm lưu lượng.

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

với p_2 là áp suất sau tiết diện thông qua ($p_1 > p_2$) và k là chỉ số đoạn nhiệt, dòng lưu động dưới giới hạn

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4-55)$$

$$\text{- Khi } \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

dòng lưu động trên giới hạn với tốc độ không đổi bằng tốc độ âm thanh cục bộ

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{k+1}} = \text{const} \quad (4-56)$$

Áp suất tới hạn p_g được xác định theo công thức sau:

$$p_g = \frac{p_2}{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (4-57)$$

b. Hệ số trao đổi nhiệt

Trao đổi nhiệt giữa môi chất trong xy lanh với bề mặt trao đổi nhiệt trong xy lanh là trao đổi nhiệt phức tạp nên xác định hệ số trao đổi nhiệt α trong phương trình (4-51) rất khó khăn. Nhiều công trình nghiên cứu về vấn đề này đã được tiến hành và đưa ra những công thức thực nghiệm. Trong số đó, công thức của GS Woschni cho kết quả sát với thực tế nên được áp dụng rộng rãi [7, 9, 15]:

$$\alpha = 130 p^{0,8} D^{-0,2} T^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 V_h T_l \frac{p - p_{kc}}{p_l V_l} \right]^{0,8} \quad (\text{W/m}^2\text{K})$$

trong đó:

p : áp suất môi chất trong xy lanh (bar);

T : nhiệt độ môi chất trong xy lanh (K) ;

D : đường kính xy lanh (m);

c_m : vận tốc trung bình của piston (m/s);

V_h : thể tích công tác (m^3);

p_l (bar), T_l (K), V_l (m^3): áp suất, nhiệt độ và thể tích xy lanh tại một điểm biết trước trong quá trình nén gọi là điểm tham chiếu, thường chọn điểm a (đầu quá trình nén, cuối quá trình nạp) với p_a , T_a , và V_a (xem 4.1.2);

p_{kc} : áp suất trong xy lanh (bar) nếu như không đốt cháy nhiên liệu (không cháy);

C_1 : hằng số kể đến đặc trưng vận động chung của môi chất trong các quá trình thành phần của chu trình;

C_2 : hằng số kể đến ảnh hưởng riêng của vận động môi chất trong quá trình cháy và giãn nở. Trong quá trình trao đổi khí và nén thì $C_2 = 0$ và C_2 phụ thuộc vào phương pháp hình thành hòa khí và cháy;

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{c_u}{c_m} \quad (-) \text{ ứng với quá trình trao đổi khí;}$$

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{c_u}{c_m} \quad (-) \text{ ứng với quá trình nén và giãn nở;}$$

c_u : vận tốc vòng trong chuyển động xoay tròn của môi chất quanh tâm xy lanh

$$c_u = \omega \frac{D}{2} = \frac{\pi n_a D}{60}$$

với n_a là vận tốc của phong kế (anemometer) đo tốc độ góc của chuyển động xoay. Trong trường hợp không có giá trị n_a (đo) chính xác thì có thể chọn tỷ lệ $\frac{c_u}{c_m} = 0 \div 3$ Đối với động cơ không tạo xoay tròn của môi chất trong xy lanh

$$\frac{c_u}{c_m} = 0 \div 3 \quad \text{Đối với động cơ không tạo xoay tròn của môi chất trong xy lanh}$$

thì $c_u = 0$.

$$C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ (m/sK) đối với động cơ xăng và diesel buồng cháy thống nhất}$$

$C_2 = 6,22 \cdot 10^{-3}$ đối với động cơ có buồng cháy ngăn cách;

$C_2 = 2,3 \cdot 10^{-5}(T_w - 600) + 0,005 \text{ (m/sK)}$ khi $T_w > 600 \text{ K}$, áp dụng cho động cơ diesel tăng áp và không tăng áp hình thành hòa khí kiểu màng và kiểu thể tích (xem mục 7.2.2.1).

c. Qui luật cháy

Để xác định tốc độ cháy nhiên liệu $\frac{dm_{n\ell}}{d\varphi} = g_{ct} \frac{dx}{d\varphi}$ cần phải biết qui luật cháy

$x = f(\varphi)$. Có nhiều công trình nghiên cứu về qui luật cháy nhưng do khuôn khổ giáo trình nên không trình bày ở đây, chỉ đưa ví dụ điển hình là qui luật cháy Vibe (4-28).

4.6.2.3 Giải hệ phương trình vi phân

Hệ phương trình vi phân (4-50), (4-52) và (4-53) cùng các điều kiện biên kèm theo chỉ có thể giải gần đúng bằng phương pháp số, ví dụ phương pháp Runge - Kutta. Đầu tiên người ta chọn thông số của môi chất tại một điểm nào đó của chu trình, thông thường chọn tại điểm đóng xupáp nạp, làm điều kiện đầu. Điểm chọn được gọi là điểm đầu của chu trình. Sau đó tiến hành tính toán theo bước cho đến khi kết thúc chu trình tức là quay lại điểm đầu. So sánh kết quả nhận được với kết quả chọn ban đầu nói chung có sự sai lệch. Căn cứ vào độ lệch sẽ chọn lại những thông số tại điểm đầu rồi tiến hành tính lần 2, lần 3... cho đến khi kết quả tính trùng với kết quả chọn thì dừng lại. Kết quả của lần tính cuối cùng chính là nghiệm của hệ phương trình vi phân, đó là khối lượng m , áp suất p và nhiệt độ T của môi chất trong xylanh theo góc quay trục khuỷu.

Quá trình giải đòi hỏi một khối lượng tính toán rất lớn nên thường phải lập trình giải trên máy tính. Kết quả có thể đưa ra ở dạng số hay đồ thị.

So với phương pháp tính toán nhiệt động thì mô hình mô tả các quá trình thành phần sát thực hơn nên kết quả chính xác hơn. Hiện nay, nhiều phần mềm mô phỏng xây dựng trên cơ sở phương pháp cân bằng năng lượng được phát triển và áp dụng khá phổ biến trong nghiên cứu - phát triển động cơ như AVL Boost (Áo), GT-Power (Mỹ)...

4.6.3 Phương pháp CFD (Computational Fluid Dynamics)

Đây là phương pháp mô phỏng hiện đại cho đối tượng là dòng lưu chất trong không gian 3 chiều. Do tính phức tạp cũng như do hạn chế về khuôn khổ của giáo trình nên dưới đây chỉ trình bày hết sức tóm tắt về phương pháp này [12].

Cơ sở lý thuyết của phương pháp CFD là hệ phương trình Navier - Stokes mô tả trao đổi năng lượng, động lượng và trao đổi chất của dòng môi chất là chất lỏng nhớt trong không gian 3 chiều. Đối với dòng lưu động là chất khí cần phải bổ sung thêm phương trình trạng thái. Ngoài ra, còn có các điều kiện biên để xác định các thông số trong các phương trình nói trên. Tất cả tạo thành hệ phương trình mô phỏng dòng khí thực.

Giải hệ phương trình mô phỏng thường dùng phương pháp thể tích hữu hạn (tương tự như phương pháp phần tử hữu hạn FEM - Finite Element Method) gồm các bước sau:

Bước 1: chia vùng khảo sát (liên tục) thành các thể tích rời rạc bằng các lưới. Các thể tích rời rạc được gọi là thể tích khảo sát (cell).

Bước 2: tích phân các phương trình đặc trưng cho dòng lưu chất trên thể tích khảo sát để xây dựng các phương trình vi phân rời rạc tại các nút lưới.

Bước 3: rời rạc hóa các phương trình tích phân bằng cách thay thế các vi phân bằng các sai phân tương ứng. Như vậy đã biến đổi các phương trình tích phân thành các phương trình đại số.

Bước 4: rời rạc hóa các điều kiện biên tương tự như bước 3.

Bước 5: giải hệ phương trình đại số cho kết quả gần đúng của bài toán đã cho.

Kết quả tính toán ở mỗi thời điểm, tại mỗi thể tích khảo sát thông thường gồm 6 giá trị là v_x , v_y , v_z (xác định vectơ vận tốc \bar{v}), nhiệt độ T , áp suất p và mật độ ρ . Nếu như thêm vào hệ phương trình mô phỏng các phương trình tính toán động học phản ứng trong quá trình cháy thì còn nhận được nồng độ các chất độc hại như NO, CO, P-M...

Do số thể tích khảo sát thường rất lớn và bước thời gian tính toán thường rất nhỏ để bảo đảm độ chính xác nên khối lượng tính toán rất lớn cần phải sử dụng máy tính lớn có tốc độ tính toán rất cao. Mặc dù vậy, thời gian tính toán một chu trình công tác của động cơ vẫn rất lâu, có thể đến nhiều ngày tùy theo bài toán và cấu hình của máy tính. Ngoài ra, việc chuẩn bị những số liệu, những thông số cần thiết để đưa vào mô hình mô phỏng cũng mất rất nhiều thời gian và công sức. Vì vậy, phương pháp CFD hiện nay chỉ được sử dụng ở các phòng thí nghiệm và các trường đại học lớn. Tuy vậy, đây là phương pháp mô phỏng hiện đại và có tiềm năng phát triển.

Hiện nay có nhiều phần mềm CFD trên thị trường như Fluent và Kiva (Mỹ), AVL-Fire (Áo), Star-CD (Anh), Promo (Đức)... Những phần mềm này đã được áp dụng tính toán các quá trình bên trong động cơ tạo nên chu trình làm việc bao gồm cả hình thành độc hại cho kết quả rất phù hợp với số liệu đo bằng thực nghiệm.